



Miguel Santos Quaresma Ferreira

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

**Conceção de um equipamento de
compactação de resíduos florestais
para utilização doméstica**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho, Professor Auxiliar da Faculdade de
Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de
Lisboa



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Setembro de 2018

Miguel Santos Quaresma Ferreira

Licenciado em Ciências de Engenharia Mecânica

**Conceção de um equipamento de
compactação de resíduos florestais
para utilização doméstica**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Alberto José Antunes Marques
Martinho, Professor Auxiliar da Faculdade de
Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de
Lisboa

Setembro de 2018

Conceção de um equipamento de compactação de resíduos florestais para utilização doméstica

Copyright © 2018 Miguel Santos Quaresma Ferreira, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Alberto Martinho, por toda a disponibilidade em esclarecer as minhas dúvidas e pela ajuda prestada ao longo de todo o trabalho. Um agradecimento particular ao Professor António Mourão, por toda a ajuda na correta definição do tema e do enquadramento, bem como pela disponibilidade em ceder o seu veículo para deslocação nas visitas às fábricas.

Um agradecimento também a todos os Professores que fizeram parte do meu percurso académico contribuindo para a minha formação, assim como à Faculdade de Ciências e Tecnologia por me ter disponibilizado todos os meios necessários à minha formação enquanto engenheiro.

Ao Engenheiro João Pedro Martins, por toda a partilha de conhecimentos e por sempre se mostrar disponível em contribuir para esta dissertação, um muito obrigado.

Queria agradecer a toda a minha família, em especial à minha mãe, ao meu pai e à minha irmã por sempre me proporcionarem as melhores condições para a conclusão deste curso e por sempre acreditarem em mim. Um agradecimento especial à minha namorada Carina por ter estado sempre presente e por me ter sempre motivado durante a execução desta dissertação.

Aos meus amigos Diogo, Fábio, Rafaela, Mariana, Henrique e Oleh, por terem sido os pilares fundamentais ao longo deste curso, um grande obrigado.

Aos amigos de sempre Afonso e António, por sempre me motivarem.

Ao Diogo, aos Tiagos e ao Pedro, por toda a ajuda e partilha de conhecimento, principalmente durante esta dissertação, um grande obrigado.

Por fim, um agradecimento a todas as pessoas que, de uma forma ou de outra, fizeram parte deste percurso.

Resumo

A nível nacional, o flagelo dos incêndios florestais é um dos assuntos de maior relevância. Todos os anos, nos meses de maior calor, o território português é assolado por inúmeros incêndios que, em grande parte, ganham maiores proporções devido à carga de combustível presente nas florestas. Esta carga de combustível é resultado de longos períodos de tempo em que os terrenos não sofrem ações de limpeza. É neste âmbito que esta dissertação pretende contribuir, desenvolvendo um equipamento de compactação que auxilie a limpeza dos terrenos. Após um levantamento da tecnologia de recolha existente, detetou-se que existe uma lacuna nos equipamentos de compactação, uma vez que todos os que se encontram no mercado apresentam dimensões muito elevadas, o que torna a sua utilização muito limitada em terrenos não preparados para sofrerem intervenções.

Assim, esta dissertação tem como objetivo a conceção de um equipamento de compactação de resíduos florestais de dimensões mais reduzidas, em comparação com os já existentes, com vista a uma utilização a nível doméstico, de modo a auxiliar os proprietários de pequenos terrenos na sua limpeza. Definiu-se que este equipamento terá de ter a capacidade de receção de galhos e ramos provenientes de ações de limpeza, a capacidade de cortá-los com as dimensões requeridas, compactá-los com vista a formar um fardo, com forma aproximadamente cilíndrica com 150 mm de diâmetro e 350 mm de comprimento. Por fim, o fardo deve ser atado para que não se desintegre. O equipamento terá também um chassis rebocável e um gancho de reboque para assegurar a sua movimentação e possibilitar que este seja transportado com recurso a um pequeno trator.

Palavras-chave: Incêndios florestais; Limpeza das matas; Equipamento de compactação; Resíduos florestais; Fardo

Abstract

At the national level, the scourge of forest fires is one of the most important issues. Every year, in the hottest months, portuguese territory is plagued by numerous fires which, to a large extent, increase in proportion due to the fuel load present in the forest. This fuel load is a result of long periods of time in which forest land is not being cleaned. It is within this scope that this dissertation intends to contribute, developing a compactation equipment that helps to clean the ground. Following a survey of the existing collection technology, a gap has been detected in compactation equipment, since all those on the market are very large, which make their use very limited on unprepared ground interventions.

The aim of this dissertation is the design of an equipment for compaction of forest residues with small dimensions, in comparison with the existing ones, for domestic use, in order to assist owners of small lands in their cleaning. It was defined that this equipment will have the ability to receive branches from cleaning actions, the ability to cut them to the required dimensions, to compact them in order to form a bundle, with approximately cylindrical shape with 150 mm diameter and 350 mm lenght. Finally, the bundle must be bound so that it does not disintegrate. The equipment shall also have a towable chassis and towing hook to ensure its movement and to enable it to be transported by a small tractor.

Keywords: Forest fires; Cleaning the woods; Compactation equipment; Forest residues; Bundle

Índice de texto

Agradecimentos	V
Resumo	VII
Abstract	IX
Índice de texto	XI
Índice de figuras	XIII
Índice de tabelas	XVII
Simbologia.....	XIX
1 Introdução.....	1
1.1 Motivação e objetivos	1
1.2 Estrutura da dissertação.....	2
2 Enquadramento	3
2.1 A Floresta em Portugal.....	3
2.1.1 Tipologia da floresta	3
2.1.2 Incêndios florestais.....	4
2.1.3 Custos dos incêndios	6
2.1.4 Contextualização político-social em Portugal.....	6
2.1.5 Onde intervir	7
2.2 Europa e resto do mundo	8
2.3 Biomassa	9
2.3.1 Definição.....	9
2.3.2 Utilização	10
2.3.3 Métodos de exploração	12
3 Tecnologia existente.....	15
3.1 Dutch Dragon SB60 Slash Bundler	15
3.2 Dingoma Slash Bundler.....	16
3.3 Monra Forestal ENFO-2000	17
3.4 Anderson Biobaler WB-55	17
4 Conceção e projeto	19
4.1 Descrição do equipamento.....	19

4.2	Independência do sistema	20
4.3	Ferramenta de modelação	22
4.4	Escolha dos materiais	22
4.5	Tremonha	23
4.6	Sistema hidráulico de corte	24
4.6.1	Descrição do sistema	24
4.6.2	Caixa.....	25
4.6.3	Chapa inferior	26
4.6.4	Cilindro hidráulico	27
4.6.5	Lâmina	29
4.6.6	Punção móvel	31
4.6.7	Calhas.....	33
4.6.8	Punção fixo	37
4.6.9	Equipamento hidráulico	39
4.7	Gaiola exterior	40
4.7.1	Descrição da funcionalidade	40
4.7.2	Viga de reforço do corte	41
4.7.3	Vigas traseiras	46
4.7.4	Vigas longitudinais.....	51
4.7.5	Vigas de reforço	52
4.7.6	Coberturas.....	54
4.8	Sistema de atar	55
4.8.1	Descrição do sistema	55
4.8.2	Sistema alçapão inferior	56
4.8.3	Sistema pinhão cremalheira	61
4.8.4	Sistema rotativo de engrenagens.....	70
4.9	Chassis rebocável	78
4.10	Sequência de montagem	81
5	Conclusão e trabalhos futuros.....	87
	Referências bibliográficas	89
	Anexos	91

Índice de figuras

Figura 1.1 - Número médio de hectares ardidos por ano em países mediterrânicos entre 2000 e 2011.....	1
Figura 2.1 - Distribuição do uso do solo em Portugal continental em 2010	3
Figura 2.2 - Distribuição das áreas totais por espécie/grupo de espécies	4
Figura 2.3 - Distribuição das áreas ardidas em Portugal em 2017, reportada a 20 de outubro	4
Figura 2.4 - Ilustração das formas de acomodação de resíduos florestais	7
Figura 2.5 - Produção de energia elétrica a partir de biomassa	10
Figura 2.6 - Cronograma das etapas do método de estilhaçar no local	12
Figura 2.7 - Cronograma das etapas do método de estilhaçar em parque florestal	13
Figura 2.8 - Cronograma das etapas de estilhaçar em parque de pré-processamento ...	13
Figura 2.9 - Cronograma das etapas de estilhaçar na fábrica.....	14
Figura 3.1 - Compactador florestal Dutch Dragon SB60	15
Figura 3.2 - Compactador florestal Dingoma	16
Figura 3.3 - Compactador florestal Monra ENFO-2000	17
Figura 3.4 - Enfardadeira Anderson Biobaler WB-55	18
Figura 4.1 - Conjunto geral do equipamento	19
Figura 4.2 - Decomposição em <i>FR</i> e <i>DP</i>	21
Figura 4.3 - Tremonha	23
Figura 4.4 - Conjunto do sistema hidráulico de corte	24
Figura 4.5 - Caixa.....	25
Figura 4.6 - Chapa inferior	26
Figura 4.7 - Vista de frente da chapa inferior.....	26
Figura 4.8 - Vista do perfil da secção de um tronco	27
Figura 4.9 - Vista em corte do sistema hidráulico de corte para representação do curso do cilindro	28
Figura 4.10 - Cilindro hidráulico com apoios.....	28
Figura 4.11 - Lâmina	29
Figura 4.12 - Representação da ligação aparafusada entre a lâmina e o punção móvel	30
Figura 4.13 - Vista anterior (à esquerda) e posterior (à direita) do punção móvel	32
Figura 4.14 - Punção móvel com a cantoneira de abas desiguais	32
Figura 4.15 - Pormenor do alinhamento do gume da lâmina com a face posterior do punção móvel	33
Figura 4.16 - Conjunto da calha de deslizamento	33
Figura 4.17 - Secção da calha de deslizamento, dimensões em mm	34
Figura 4.18 - Representação dos vetores das forças e o braço que provocará o binário	34
Figura 4.19 - Representação da distribuição de forças por saliência.....	35

Figura 4.20 - Representação da força aplicada na calha	35
Figura 4.21 - Pormenor da saliência das calhas	36
Figura 4.22 - Vista anterior (à esquerda) e posterior (à direita) do punção fixo	37
Figura 4.23 - Representação da ligação aparafusada entre a gaiola e o punção fixo	38
Figura 4.24 - Representação da caixa de suporte dos componentes do sistema hidráulico	39
Figura 4.25 - Montagem da caixa de suporte na estrutura retangular	39
Figura 4.26 - Gaiola exterior	40
Figura 4.27 - Viga de reforço do corte na posição de serviço	41
Figura 4.28 - Representação da carga distribuída na viga de reforço ao corte	41
Figura 4.29 - Diagrama de corpo livre da viga de reforço do corte	42
Figura 4.30 - Gráfico do esforço transversal da viga de reforço do corte	43
Figura 4.31 - Gráfico do momento fletor da viga de reforço do corte	43
Figura 4.32 - Representação da ligação soldada	45
Figura 4.33 - Conjunto de cantoneiras nas suas posições de serviço	46
Figura 4.34 - Distribuição das vigas traseiras	47
Figura 4.35 - Representação da carga distribuída na viga traseira	47
Figura 4.36 - Diagrama de corpo livre da viga traseira	48
Figura 4.37 - Gráfico do esforço transversal da viga traseira	49
Figura 4.38 - Gráfico do momento fletor da viga traseira	49
Figura 4.39 - Viga longitudinal	51
Figura 4.40 - Vista da extremidade anterior da posição de serviço das vigas longitudinais	51
Figura 4.41 - Vista posterior da ligação aparafusada entre as vigas longitudinais e o punção fixo	52
Figura 4.42 - Vista da extremidade anterior da posição de serviço das vigas de ligação	52
Figura 4.43 - Vista lateral da gaiola exterior	53
Figura 4.44 - Vista da posição de serviço das cantoneiras de suporte da tremonha	53
Figura 4.45 - Conjunto sistema hidráulico de corte mais gaiola exterior sem coberturas (em cima) e com coberturas (em baixo)	54
Figura 4.46 - Representação do fardo com o fio enrolado e a distância entre os níveis, em mm	55
Figura 4.47 - Sistema alçapão inferior	56
Figura 4.48 - Vista de baixo do equipamento das duas posições de funcionamento do sistema alçapão inferior	56
Figura 4.49 - Alçapão	57
Figura 4.50 - Vista de baixo do alçapão com a forquilha e a estrutura de reforço	57
Figura 4.51 - Calha de deslizamento em PEAD	58
Figura 4.52 - Conjunto das calhas com as estrutura de suporte	58

Figura 4.53 - Representação das dimensões do perfil da calha de deslizamento, em mm	59
Figura 4.54 - Pormenor do alçapão a ultrapassar os limites da calha quando está fechado (em cima) e quando está aberto (em baixo)	59
Figura 4.55 - Representação do espaço a percorrer pelo alçapão	60
Figura 4.56 - Cilindro hidráulico inferior na posição de serviço	61
Figura 4.57 - Sistema pinhão cremalheira	62
Figura 4.58 - Representação da distância d	63
Figura 4.59 - Motor elétrico do sistema pinhão cremalheira.....	63
Figura 4.60 - Estrutura de suporte do motor do sistema pinhão cremalheira	64
Figura 4.61 - Posição de serviço do motor elétrico	65
Figura 4.62 - Elementos do conjunto do motor elétrico com o pinhão	66
Figura 4.63 - Representação do deslocamento da cremalheira em serviço	66
Figura 4.64 - Localização dos furos roscados na base da cremalheira, em mm	67
Figura 4.65 - Pormenor da ligação do batente circular à cremalheira.....	67
Figura 4.66 - Guia telescópica IGUS	67
Figura 4.67 - Representação da ligação entre a guia telescópica e a gaiola na sua posição de serviço	68
Figura 4.68 - Vista de frente da proteção do sistema pinhão cremalheira	69
Figura 4.69 - Representação da proteção do sistema pinhão cremalheira na posição de serviço	69
Figura 4.70 - Sistema rotativo de engrenagens.....	70
Figura 4.71 - Anel rotativo deslizante IGUS.....	71
Figura 4.72 - Representação dos elementos do anel deslizante e do suporte do novelo 71	
Figura 4.73 - Novelo de sisal da marca Enfios	72
Figura 4.74 - Vista de frente dos elementos a baixo do anel rotativo	72
Figura 4.75 - Representação da força de atrito	74
Figura 4.76 - Motor do sistema rotativo de engrenagens.....	75
Figura 4.77 - Conjunto suporte do motor mais o motor na posição de funcionamento....	75
Figura 4.78 - Representação da ligação da roda dentada ao motor elétrico	76
Figura 4.79 - Conjunto da rampa de saída	76
Figura 4.80 - Vista da posição de serviço da rampa de saída aberta (em cima) e fechada (em baixo).....	77
Figura 4.81 - Conjunto chassis rebocável.....	78
Figura 4.82 - Pormenor do eixo do fabricante Autow Warehouse.....	79
Figura 4.83 - Roda Al-Ko 155x80 R13.....	79
Figura 4.84 - Conjunto do suporte frontal	80
Figura 4.85 - Pata estabilizadora Al-Ko	80
Figura 4.86 - 1º passo da montagem.....	81
Figura 4.87 - 2º passo da montagem.....	81

Figura 4.88 - 3º passo da montagem.....	82
Figura 4.89 - 4º passo da montagem.....	82
Figura 4.90 - 5º passo da montagem.....	83
Figura 4.91 - 6ª passo da montagem.....	83
Figura 4.92 - 7º passo da montagem.....	84
Figura 4.93 - 8º passo da montagem.....	84
Figura 4.94 - 9º passo da montagem.....	85
Figura 4.95 - 10º passo da montagem.....	85
Figura 4.96 - 11º passo da montagem.....	86
Figura 4.97 - 12º passo da montagem.....	86

Índice de tabelas

Tabela 1 - Valores da área ardida em Portugal continental entre 2000 e 2017	5
Tabela 2 - Valor médio de área ardida por tipo de ocupação do solo entre 1996 e 2014 .	5
Tabela 3 - Centrais de produção de energia a biomassa em Portugal	11

Simbologia

Abreviaturas:

DP – Design Parameters

EN – European Norm

FR – Functional Requirements

NP – Norma Portuguesa

UPN – Perfil em U em conformidade com EN 10279

Latim:

A – Área; Extremidade esquerda da viga

A₁ – Área interior do pistão do cilindro

A_c – Área de corte

A_t – Área resistente do parafuso

B – Binário; Extremidade direita da viga

b – Braço da força

B_{p/saliência} – Binário por saliência

B_t – Binário total

d – Diâmetro; distância

d₀ – Diâmetro da circunferência primitiva da roda dentada

d_c – Diâmetro da circunferência da cabeça da roda dentada

e – Espessura

E – Módulo de Young do material

F_a – Força de atrito

F_b – Força na calha de deslizamento

F_{c1} – Força de corte para 1 tronco

F_{c3} – Força de corte para 3 troncos

F_{comp} – Força de compactação

F_{max cilindro} – Força máxima produzida pelo cilindro de corte

F_{p/parafuso} – Força por parafuso

F_t – Força de tração no parafuso

F_y – Componente vertical das forças

h – Altura do cordão de soldadura

I – Momento de inércia

J – Segundo momento polar de área

J_u – Segundo momento polar de área por unidade de comprimento

L – Comprimento da viga
 l – Curso do cilindro
 m – Distância; módulo da roda dentada
 M – Momento fletor
 M_A – Momento fletor na extremidade A
 $M_{máx}$ – Momento fletor máximo
 n – Distância
 N – Potência
 n – Velocidade de rotação
 $N_{útil}$ – Potência útil
 P – Peso
 r – Distância do eixo neutro ao ponto mais afastado do cordão
 R_{Ay} – Componente vertical da reação na extremidade A
 R_{By} – Componente vertical da reação na extremidade B
 V – Esforço transversal
 v – Velocidade linear
 V_1 – Volume no interior do corpo do cilindro
 V_A – Esforço transversal na extremidade A
 W – Módulo de resistência
 W_{min} – Módulo de resistência mínimo
 x – Direção horizontal
 y – Direção vertical
 $y_{máx}$ – Flecha máxima da viga
 z – Número de dentes

Grega:

μ – Coeficiente de atrito
 η – Rendimento
 ε_φ – Relação de engrenamento
 σ_{adm} – Tensão admissível do material
 σ_{calha} – Tensão na calha
 σ_{ced} – Tensão de cedência do material
 σ_{com} – Tensão de comparação
 $\sigma_{máx}$ – Tensão normal máxima
 σ_{rot} – Tensão de rotura do material
 τ_c – Tensão de corte do material
 φ – Ângulo de pressão dos dentes da roda dentada
 ω – Carga distribuída

1 Introdução

1.1 Motivação e objetivos

Nas últimas décadas, o flagelo dos incêndios florestais tem-se tornado um dos assuntos de maior relevância a nível europeu, sobretudo nos países mediterrânicos (Figura 1.1). Portugal faz parte deste grupo sendo o país com a maior área ardida, particularmente na região centro e norte (Lourenço, Fernandes, Nunes, Gonçalves, & Vieira, 2013).

No início de cada ano, o Governo português elabora um Dispositivo Especial de Combate a Incêndios Florestais antes de iniciar a época crítica. Este Dispositivo envolve a Força Especial de Bombeiros, o Grupo de Intervenção de Proteção e Socorro da Guarda Nacional Republicana, os Bombeiros Voluntários, os Sapadores Florestais e as Forças Armadas.

Para além disso, o Instituto de Conservação da Natureza e das Florestas (ICNF), em conjunto com a Autoridade Nacional de Proteção Civil, possuem um leque de recomendações com medidas de prevenção de incêndios. Entre as medidas recomendadas, destaca-se a limpeza das matas como uma das mais relevantes.

O próprio Estado português possui uma série de normas e leis que visam a regulamentação da gestão de espaços florestais.

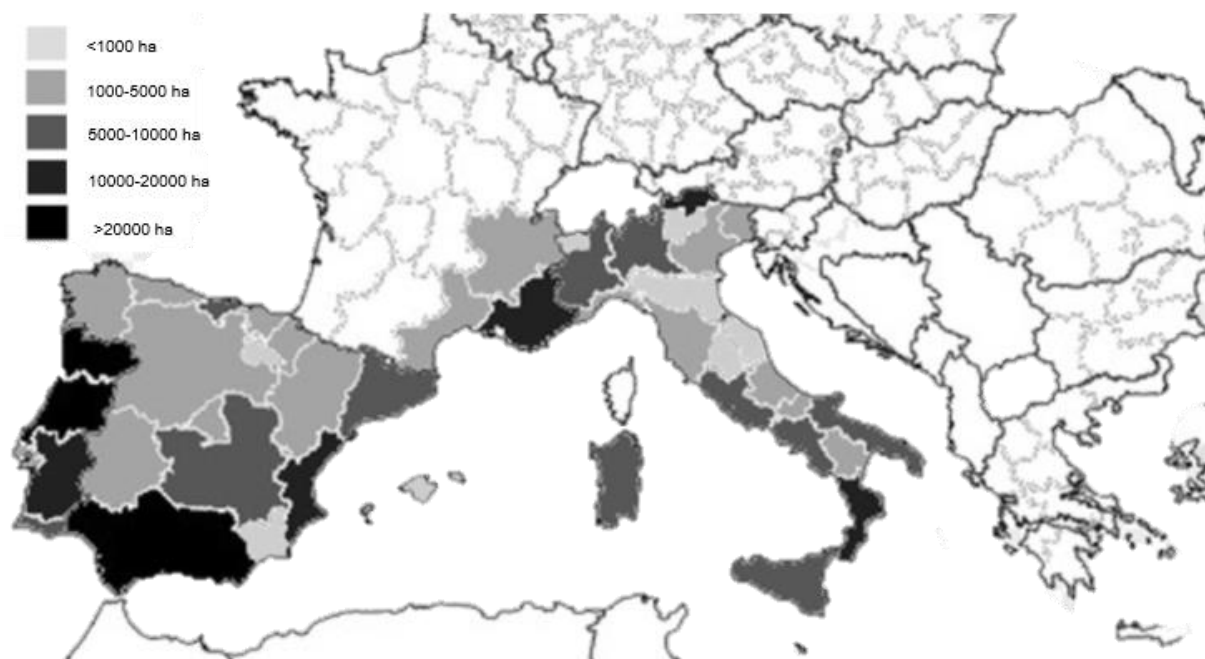


Figura 1.1 - Número médio de hectares ardidos por ano em países mediterrânicos entre 2000 e 2011 (Kountouris & Remoundou, 2011)

Apesar de todas as medidas existentes, ainda existe uma certa carência da sua aplicabilidade no terreno e, resultado disso, é a existência de terrenos em zonas florestais que não sofrem ações de limpeza durante longos períodos de tempo, levando assim a um aumento do risco de incêndio. Esta falta de limpeza deve-se, em grande parte, aos elevados custos associados à limpeza das matas. Estes custos englobam o custo do corte e abate de árvores, o custo do manuseamento e o custo de transporte da matéria orgânica. É este custo de transporte que muitas vezes aumenta a conta final da limpeza.

Assim, esta dissertação tem como objetivo desenvolver uma solução a nível técnico que possa dar resposta ao problema da falta de limpeza das matas a nível nacional. Esta solução passa pela conceção de um equipamento de compactação de espécies arbustivas e arbóreas. Este equipamento tem como finalidade cortar e compactar a matéria orgânica de modo a facilitar o transporte da matéria e, consequentemente, ajudar na limpeza das matas. O equipamento integra em si um sistema de compactação de forma a reduzir o volume de material a ser transportado e, assim, reduzir os custos de transporte, reduzindo, consequentemente, os custos totais da limpeza. Com isto, pretende-se criar um meio para os proprietários de terrenos florestais procederem à limpeza das suas propriedades, levando assim a uma diminuição do risco de incêndio. Por outro lado, este equipamento poderá ser também utilizado como complemento na construção de faixas de gestão de combustível por parte das autarquias para irem de encontro à legislação.

1.2 Estrutura da dissertação

No primeiro capítulo desta dissertação é apresentada uma breve introdução ao tema, bem como a motivação que levou ao desenvolvimento de um equipamento com estas características.

No segundo capítulo é feita uma apresentação de alguns dados relativos à floresta em Portugal, a incêndios florestais e à utilização da biomassa como recurso para a produção de energia. Este capítulo tem como objetivo enquadrar a conceção deste equipamento, no panorama atual português, como um contributo para a limpeza e remoção de combustível das matas. É feita também uma exposição da utilização da biomassa como recurso energético um pouco por todo o mundo, bem como os diversos métodos utilizados para a sua exploração.

O terceiro capítulo compreende uma apresentação, e a respetiva explicação, da tecnologia existente utilizada para a limpeza das florestas.

No quarto capítulo é feita toda a conceção e projeto do equipamento. O capítulo inicia-se com uma descrição do equipamento a desenvolver, seguido de uma explicação do pensamento axiomático que auxiliou a definição dos componentes da máquina. É neste capítulo que se encontram todos os cálculos estruturais realizados para o dimensionamento dos componentes definidos.

No quinto e último capítulo da dissertação são apresentadas as conclusões tiradas da conceção do equipamento, bem como uma proposta para trabalhos futuros.

2 Enquadramento

2.1 A Floresta em Portugal

2.1.1 Tipologia da floresta

Segundo dados do 6º Inventário Florestal Nacional, realizado pelo ICNF, datados de 2010, cerca de 35% do solo de Portugal continental é ocupado por floresta (Figura 2.1). Este valor encontra-se dentro da média dos países da União Europeia que é cerca de 37% (FOREST EUROPE, 2015).

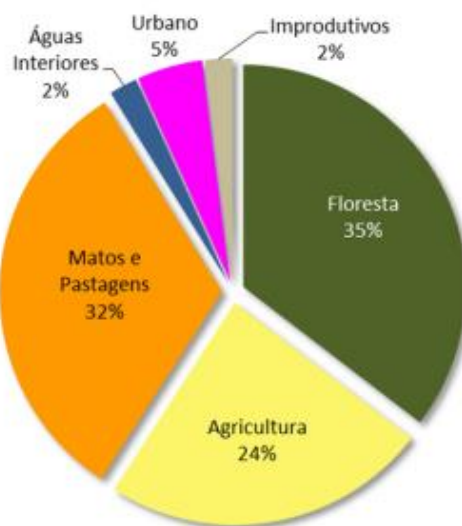


Figura 2.1 - Distribuição do uso do solo em Portugal continental em 2010 (ICNF – Instituto da Conservação da Natureza e das Florestas, 2013)

A principal espécie presente a nível nacional é o eucalipto (*Eucalyptus globulus*), representando cerca de 26% da floresta portuguesa, logo seguido pelo sobreiro e pelo pinheiro-bravo (Figura 2.2).

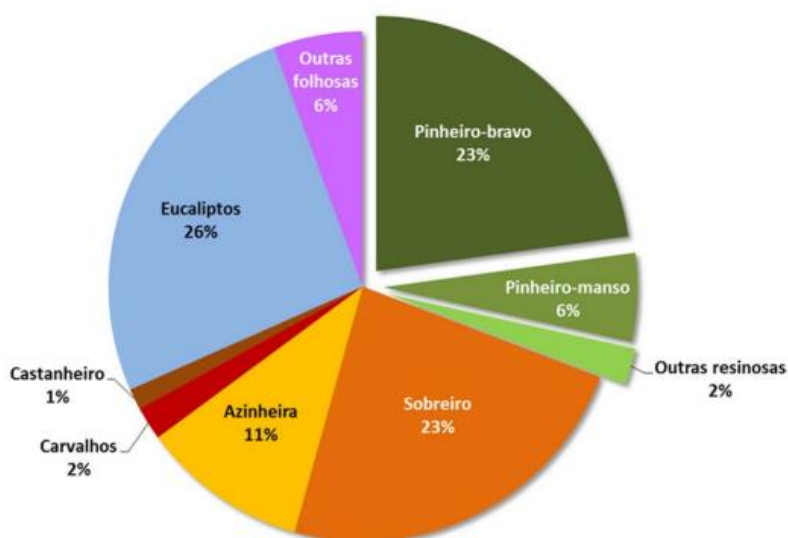


Figura 2.2 - Distribuição das áreas totais por espécie/grupo de espécies (ICNF – Instituto da Conservação da Natureza e das Florestas, 2013)

2.1.2 Incêndios florestais

Os incêndios florestais são um tema cada vez mais discutido a nível nacional. Para tal, em muito contribuiu o ano de 2017, onde o número de hectares ardidos atingiu um valor recorde.

Comparando os valores do ano de 2017 com o histórico dos 17 anos anteriores (Tabela 1), pode-se afirmar que a área ardida foi 320% superior à média anual. Para estes valores contribuíram em grande medida os grandes fogos de junho e outubro que assolaram o centro e norte do país (Figura 2.3).



Figura 2.3 - Distribuição das áreas ardidas em Portugal em 2017, reportada a 20 de outubro (ICNF, 2018)

Tabela 1 - Valores da área ardida em Portugal continental entre 2000 e 2017 (ICNF, 2018)

Ano	Área ardida (ha)
2000	159 604
2001	112 158
2002	124 411
2003	425 706
2004	129 539
2005	339 089
2006	76 058
2007	32 595
2008	17 564
2009	87 420
2010	133 090
2011	73 829
2012	110 232
2013	152 690
2014	19 930
2015	64 412
2016*	160 490
2017*	442 418

* Dados de relatórios provisórios

Segundo dados do ICNF, entre os anos de 1996 e 2014, que se encontram resumidos na Tabela 2, o tipo de ocupação do solo mais afetado pelos incêndios corresponde às matas e terrenos de pastagem.

Tabela 2 - Valor médio de área ardida por tipo de ocupação do solo entre 1996 e 2014 (ICNF, 2018)

Ocupação do solo	Área ardida (ha)
Pinheiro-bravo	19 208
Eucalipto	14 217
Sobreiro	3 843
Azinhreira	1 005
Carvalho	1 353
Pinheiro-manso	534
Castanheiro	249
Alfarrobeira	7
Acácia	62
Outras folhosas	2 133
Outras resinosas	1 062
Espécie indeterminada	627
Matos e pastagens	62 535
Outras ocupações	17 680

Em Portugal, cerca de 75% das áreas florestais e matas são propriedade de entidades privadas não industriais (Ribeiro, Valente, Coelho, & Figueiredo, 2015). Além disso, muitos proprietários possuem terras com áreas inferiores a 0,5 ha, não se tornando rentável a limpeza frequente das mesmas. Acrescentando a isto, a localização remota de muitos terrenos e o acesso bastante limitado destes, faz com que os custos de limpeza associados sejam ainda mais elevados.

Segundo um estudo feito na região de Mação, um dos concelhos mais fustigados por incêndios florestais, a principal razão para a propagação dos fogos é a elevada quantidade de carga de combustíveis presente nas florestas (Ribeiro et al., 2015), sendo esta uma realidade transversal a todo o país.

2.1.3 Custos dos incêndios

A dimensão das consequências dos incêndios a nível florestal pode ser avaliada recorrendo a valores do custo social. Segundo dados do Relatório da Comissão Técnica Independente de 2017, em 2006 nos trabalhos realizados para a elaboração da Estratégia Nacional para as Florestas (ENF) estimou-se que os custos e prejuízos associados aos incêndios representavam em média um valor negativo de 380 milhões de euros, o que se traduz numa redução de cerca de 30% na riqueza média produzida pelas florestas, reduzindo-a para cerca de 1000 milhões de euros.

Como se pode ver na tabela presente no Anexo 1 retirada do Relatório da Comissão Técnica Independente de 2017, desde o ano 2000 até 2016, os incêndios florestais já tiveram um custo social total de mais de 6,6 mil milhões de euros. Do custo total, apenas 410,9 milhões de euros, correspondente a aproximadamente 6,2%, representam custos de prevenção. O custo social máximo anual foi atingindo em 2003, 1,3 mil milhões de euros, provavelmente consequência de um dos investimentos mais baixos em prevenção, apenas 24,2 milhões de euros. Relativamente a 2017, é possível estimar já um custo social total aproximado de 613 milhões de euros, com dados reportados a 15 de setembro. Uma vez que estes dados não consideram os grandes incêndios de outubro, é expectável que este valor possa aumentar significativamente.

2.1.4 Contextualização político-social em Portugal

Muitas são as questões sobre o porquê dos incêndios florestais ano após ano. A verdade é que fogos florestais não têm de ser algo negativo. Estes são necessários para a renovação da flora e a natureza sempre viveu com esta realidade. No entanto, o flagelo dos incêndios, que atingiu um número recorde de hectares ardidos no ano de 2017, é um problema. Mas o que para muitos é um problema, para outros pode ser uma oportunidade. Para madeireiros, fábricas de celulose e outros utilizadores de matéria prima proveniente das florestas, os incêndios florestais podem ser uma forma de reduzir o preço pago por tonelada de madeira, uma vez que a madeira queimada tem de ser retirada da floresta num curto espaço de tempo para ainda poder ser aproveitada. Isto faz com que o preço pago por esta seja menor, de modo a ser possível aos proprietários dos terrenos retirarem ainda algum rendimento e não darem como perdida toda a propriedade.

Por outro lado, os incêndios têm ganho as proporções atuais devido, muitas as vezes, à falta de limpeza e manutenção das áreas florestais, o que leva a um aumento da carga de combustível presente nos matos e florestas. Esta carga de combustível é resultado de muitos anos de abandono das matas. É aqui que o Estado deve ter um papel fulcral na regulamentação destas áreas, criando legislação e, sobretudo, fazendo-a cumprir. Uma política florestal centrada na prevenção, e não no combate aos

incêndios, é fundamental e necessária. A promoção de ações de limpeza, debates de consciencialização das entidades da área e uma entidade reguladora dos preços da matéria-prima proveniente da madeira podem ser aspetos fundamentais para uma mudança no paradigma da floresta.

2.1.5 Onde intervir

Tendo em conta o contexto atual, uma oportunidade é investir em soluções técnicas, e não só, que façam reduzir os custos dos incêndios a nível nacional.

Uma forma de proteger a floresta é dando mais valor ao que esta pode dar. A partir do momento em que a floresta se torna rentável, há, naturalmente, mais proteção. Um futuro sustentável passa também pelo aproveitamento dos recursos naturais, diversificando as fontes e tornando-as sustentáveis.

Uma das formas de rentabilizar a floresta e os terrenos baldios é aproveitando a biomassa resultante da sua limpeza. Esta pode ser utilizada para produção de *pellets*, de energia elétrica e de energia térmica. Este tipo de recurso é quase inesgotável em Portugal, uma vez que grande parte do solo português é ocupado por área florestal.

Uma política de gestão sustentável das áreas florestais pode ser uma importante ferramenta de alavancagem para a redução nos números de área ardida no país. Investir nisso dará oportunidade à área tecnológica para desenvolver meios que possam dar resposta às necessidades. É nesse aspeto que esta dissertação pretende contribuir, desenvolvendo uma forma mais expedita para complementar a limpeza das matas. Esta solução passa pelo corte, compactação e enfardamento de espécies arbustivas, muitas vezes invasoras, que contribuem muito para a propagação dos incêndios. Estas espécies são, muitas vezes, deixadas nos matos devido aos elevados custos de limpeza, pois não apresentam valor comercial elevado que torne rentável a sua recolha e venda, por exemplo, a centrais de produção de energia a biomassa. O equipamento terá um sistema de compactação com vista a reduzir o volume de matéria a transportar, para assim ser possível transportar mais massa, por forma a reduzir os custos de transporte e, por sua vez, a fatura total dos custos de limpeza (Figura 2.4).

Por outro lado, caso a quantidade de fardos produzidos não torne a sua venda rentável, o utilizador pode usá-los para benefício próprio na alimentação de lareiras ou salamandras a biomassa. Assim, a recolha da biomassa é rentabilizada não com a venda, mas sim com a produção da sua própria matéria combustível para aquecimento doméstico.

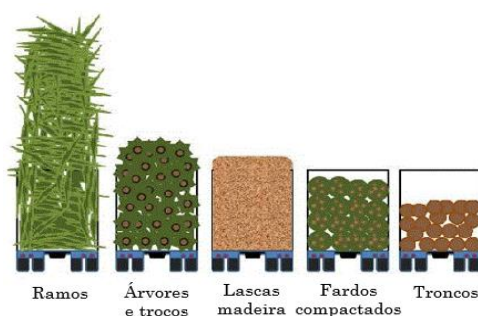


Figura 2.4 - Ilustração das formas de acomodação de resíduos florestais (Adaptado de <http://bisypplan.bioenarea.eu/html-files-en/paragraphs/03-01-07.html>)

2.2 Europa e resto do mundo

Um pouco por todo o mundo começa a criar-se o compromisso de produzir energia com base em fontes renováveis. Um investimento nestas fontes é um passo importante para contrariar a evolução do aquecimento global. A utilização de biomassa de origem florestal, através de cadeias de abastecimento eficientes, ganha assim uma importância enorme na ajuda dos países no cumprimento das metas prometidas (Ghaffariyan et al., 2017).

A redução dos custos de transporte da biomassa é fundamental para tornar este tipo de energia rentável. Estes custos são o principal entrave ao uso de fontes renováveis. Um investimento ao nível de criação de cadeias de abastecimento e tecnologias adaptáveis aos diversos tipos de condições são algumas das formas de dar resposta a esta necessidade. Começa-se a ver vários tipos de tecnologias por todo o mundo, devidamente adaptadas a cada uma das realidades nacionais.

Uma visão mais global do estado da arte a nível mundial é dada pelo artigo científico “*An international review of the most productive and cost effective forest biomass recovery technologies and supply chains*” (Ghaffariyan et al., 2017), onde é feita uma breve explicação sobre qual a tecnologia utilizada para a recolha e para o tratamento de biomassa florestal por cada país. Algumas das conclusões mais importantes deste estudo serão apresentadas de seguida.

O aumento de etapas numa cadeia de abastecimento traduz-se num aumento do custo de transporte. Estes custos são tipicamente três vezes superiores aos custos do corte das árvores, pelo que investir em formas de redução destes custos é uma opção viável.

É possível concluir que a recolha da biomassa proveniente do corte e abate de árvores é mais dispendiosa comparada com o custo da recolha dos resíduos provenientes da limpeza das matas. Esta conclusão é muito pertinente, pois significa que a biomassa proveniente da limpeza das matas e florestas pode ser uma forma de gerar riqueza através da produção de energia, o que torna a operação de limpeza rentável. Em Espanha, a prevenção dos incêndios florestais passa por uma política de subsídios que suportam a gestão das matas para a recolha da biomassa.

Outra das conclusões a retirar é que a utilização de equipamentos de compactação florestal para a recolha de resíduos é uma opção dispendiosa, comparando com o recurso a equipamentos destroçadores e moinhos. A principal razão para ser um processo mais dispendioso é o elevado custo dos equipamentos e a baixa produtividade (Spinelli & Magagnotti, 2009). No entanto, a operação de compactação faz os custos de transporte diminuírem. Surge assim a oportunidade de explorar um pouco melhor os compactadores florestais que, quando atrelados a um trator florestal, têm maior mobilidade comparativamente aos destroçadores. No contexto português pode ser um ponto a seu favor dada a área florestal com poucos ou nenhuns acessos por estradas.

2.3 Biomassa

2.3.1 Definição

Segundo o Decreto-Lei n.º 127/2013, publicado a 30 de agosto em Diário da República, biomassa são produtos que consistem, na totalidade ou em parte, numa matéria vegetal proveniente da agricultura ou da silvicultura que pode ser utilizada como combustível para efeitos de recuperação do seu teor energético, bem como os seguintes resíduos quando utilizados como combustível:

- Matéria-prima vegetal resultante de atividades nos domínios da agricultura e da silvicultura;
- Resíduos vegetais da indústria de transformação de produtos alimentares, se o calor gerado for recuperado;
- Resíduos vegetais fibrosos da indústria de pasta virgem e de produção de papel, se forem coincinerados no local de produção e se o calor gerado for recuperado;
- Matérias-primas de cortiça;
- Resíduos de madeira, com exceção dos que possam conter compostos orgânicos halogenados ou metais pesados resultantes de tratamento com conservantes ou revestimento, incluindo, em especial, resíduos de madeira deste tipo provenientes de obras de construção e demolição.

Dependendo da sua origem, a biomassa florestal divide-se em dois tipos: primária e secundária. A biomassa florestal primária provém da fração biodegradável dos produtos gerados na floresta e que, depois de processados, são utilizados para fins energéticos. Por outro lado, a biomassa florestal secundária tem origem na matéria orgânica residual resultante do processo de transformação da madeira nas indústrias (SilvaPlus, acedido em 15/3/2018).

Pode-se ainda diferenciar o tipo de biomassa passível de ser usada para produção de energia consoante a sua proveniência (ICNF, 2011):

- Direta, consequente dos resíduos do corte ou desbaste das árvores;
- Indireta, resultante do processamento da madeira, como por exemplo *pellets*, briquetes, biocombustíveis;
- Recuperada, produtos de madeira reciclados após o consumo.

Este trabalho irá incidir sobre a biomassa florestal primária, mais em específico a biomassa florestal direta. Este tipo de matéria é proveniente de ações de limpeza ou desbaste de áreas florestais de onde resultam ramos, bicadas, pequenos troncos, etc.

2.3.2 Utilização

Em 2017, as energias renováveis abasteceram aproximadamente 40% do consumo de energia em Portugal, com as centrais hidroelétricas a representarem 11% do consumo, as eólicas 23%, a biomassa 5% e as fotovoltaicas 1,6% (REN, 2018). Apesar da produção de energia elétrica através da biomassa apresentar uma baixa percentagem, esta tem vindo a descrever uma curva positiva no que diz respeito a valores de produção (Figura 2.5).

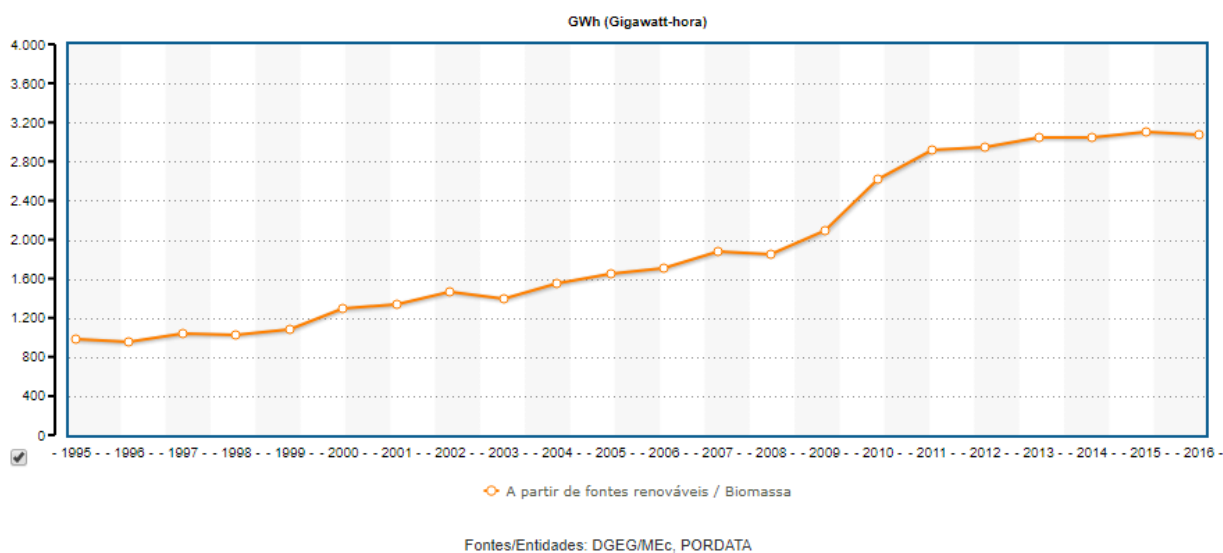


Figura 2.5 - Produção de energia elétrica a partir de biomassa (PORDATA, 2018)

Para estes valores de produção contribuíram as centrais de biomassa exclusivas para produção de energia elétrica e as unidades de cogeração agregadas a fábricas de outras indústrias para a produção de energia elétrica e térmica para alimentação própria, muito comum na indústria da pasta do papel. Em Portugal, as centrais de biomassa e de cogeração apresentam uma potência total instalada de cerca de 535 MW (Tabela 3).

Tabela 3 - Centrais de produção de energia a biomassa em Portugal (e2p - energias endógenas de Portugal, acedido em 07/09/2018)

Nome	Distrito/Região Autónoma	Potência Instalada [MW]	Ano de entrada em funcionamento
Biomassa Caima	Santarém	7,04	
Central de Biomassa de Corga de Fradelos	Braga	10	2017
Cogeração Amorim	Aveiro	1	2004
Cogeração Caima	Santarém	8	2001
Cogeração Celbi	Coimbra	70,96	1987
Cogeração Celtejo	Castelo Branco	23,69	1992
Cogeração da Figueira da Foz (Lavos)	Coimbra	95	2004
Cogeração de Cacia	Aveiro	35,1	2005
Cogeração de Setúbal	Setúbal	53,9	2004
Cogeração EUROPA&C Energia Viana	Viana do Castelo	103,7	2002
Cogeração SIAF	Viseu	3,8	1996
Termoelétrica Celbi	Coimbra	6,26	
Termoelétrica Centroliva	Castelo Branco	5,63	1998
Termoelétrica da Figueira da Foz	Coimbra	34,3	2009
Termoelétrica da PALSER	Castelo Branco	3,3	2010
Termoelétrica de Belmonte	Castelo Branco	2,53	2010
Termoelétrica de Constância	Santarém	13,23	2009
Termoelétrica de Mortágua	Viseu	9	1999
Termoelétrica de Ródão	Castelo Branco	12,5	2007
Termoelétrica de Cacia	Aveiro	12,5	2009
Termoelétrica de Setúbal	Setúbal	12,5	2009
Termoelétrica Terras de Sta. Maria	Aveiro	10,75	2008

2.3.3 Métodos de exploração

A *European Biomass Industry Association*, EUBIA, é uma associação internacional sem fins lucrativos sediada em Bruxelas, na Bélgica, e tem como objetivo dar apoio a empresas europeias que usam a biomassa como fonte de energia.

Segundo a EUBIA, os métodos de exploração da biomassa florestal residual podem-se dividir em quatro grupos, fazendo-se diferenciar entre eles consoante o tipo de terreno, o estado de preparação do material, o equipamento disponível e a acessibilidade.

Estilhaçar no local

Um dos métodos usados é o processamento de biomassa florestal residual ser feito logo no local onde esta foi criada, na sua fonte (Figura 2.6). Neste processo, a biomassa proveniente do corte ou abate das árvores é recolhida através de uma grua ou braço oscilante, pertencente ao destroçador, que por sua vez a vai colocar na mesa de alimentação do equipamento que irá produzir a estilha resultante da operação. Alguns destroçadores possuem uma boca de saída da estilha regulável, o que faz com que esta possa ser colocada diretamente no contentor do trator florestal ou *forwarder*, por forma a fazer o transporte primário até ao local onde esta matéria é transferida para um camião de maiores dimensões, sendo depois transportada por estrada até uma unidade consumidora. Tipicamente, estes camiões são tratores com semi-reboque. Uma das dificuldades deste método é a necessidade de o destroçador ter mobilidade elevada, muitas vezes todo o terreno, para ser possível posicioná-lo no terreno onde será feito o processamento.

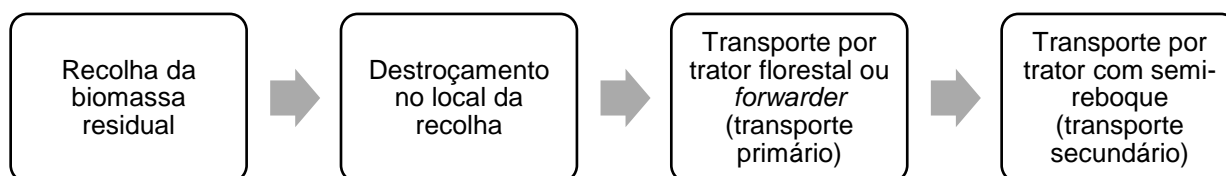


Figura 2.6 - Cronograma das etapas do método de estilhaçar no local

Estilhaçar em parque florestal

Esta é a situação mais comum para exploração da biomassa florestal. Ao contrário do método anterior, neste a biomassa florestal residual é recolhida e logo transportada, sem ser processada (Figura 2.7). O transporte primário é feito recorrendo a um trator florestal ou *forwarder* sem necessitar de um reboque especial, podendo mesmo ser do tipo dos usados para exploração da madeira, flexibilizando o equipamento. A matéria é descarregada em pilhas de 4 a 5 metros numa área com o terreno já preparado e com condições mais favoráveis ao processamento, denominada parque florestal. Aí é feito o processamento da biomassa através de um destroçador fixo, uma vez que tem maior capacidade que o equipamento usado no método anterior, o que garante maior eficiência. Nesta

operação, o destroçador trabalha independentemente do transportador, uma vez que possui uma grua própria para garantir a sua alimentação. Feito o destroçamento, a estilha resultante pode ser logo introduzida no trator com semi-reboque em forma de banheira, pois este parque permite a entrada de camiões no local, para efetuar o transporte final até uma unidade consumidora.

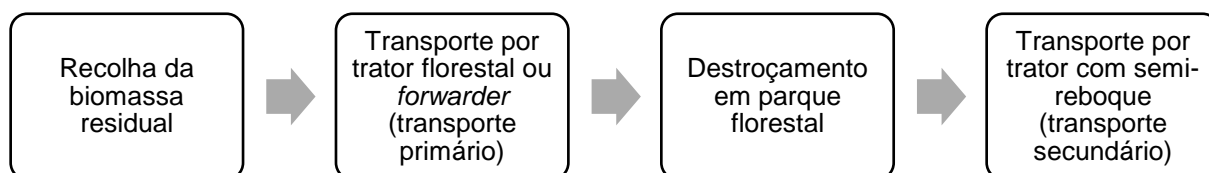


Figura 2.7 - Cronograma das etapas do método de estilhaçar em parque florestal

Estilhaçar em parque de pré-processamento

Este método tem como principal característica diferenciadora o transporte de matéria até aos parques de pré-processamento ser feito com esta no seu estado natural (Figura 2.8). É um método de exploração usado sobretudo em países com um nível de desenvolvimento neste aspeto mais elevado, onde existe um elevado número de parques de pré-processamento da matéria para depois ser transportada para as fábricas na forma requerida pelo cliente. Por outro lado, estes parques têm a capacidade de controlar a oferta e a procura de biomassa, uma vez que têm capacidade de armazenagem durante os períodos de menor consumo, que normalmente coincidem com épocas em que as condições de exploração florestal são mais favoráveis, para depois terem capacidade de alimentar o consumidor em épocas de maior procura, tipicamente no inverno, quando as condições de trabalho são mais difíceis.

A primeira fase do processo é idêntica ao método de estilhaçar em parque florestal, sendo que antes da matéria ser processada é transportada por trator com semi-reboque até ao parque de pré-processamento. Aí, consoante a procura, pode ser armazenada ou logo estilhaçada para depois ser novamente transportada para uma unidade consumidora.

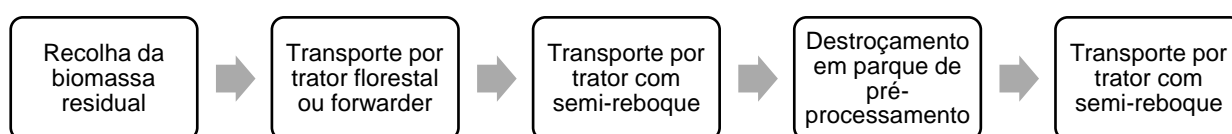


Figura 2.8 - Cronograma das etapas de estilhaçar em parque de pré-processamento

Estilhaçar na fábrica

Por último, outro dos métodos de exploração da biomassa é o processamento da matéria apenas na fábrica. Este processo inicia-se com a compactação dos resíduos florestais no local onde estes foram criados. Esta ação permite reduzir o volume de material a transportar para assim ser possível otimizar o seu transporte, podendo movimentar mais matéria em cada transporte. Após a formação dos fardos, estes são recolhidos para o *forwarder* e transportados pelo interior da floresta até ao local onde são transferidos para o camião, que irá efetuar o transporte destes até à unidade consumidora. É aqui onde serão processados por destroçadores estacionários de grande capacidade para produzirem a estilha que será a fonte de alimentação da fábrica.

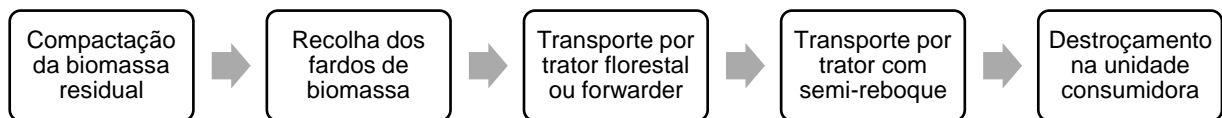


Figura 2.9 - Cronograma das etapas de estilhaçar na fábrica

3 Tecnologia existente

Já existem alguns equipamentos de compactação florestal produzidos na Europa. Todos eles têm em comum as suas elevadas dimensões, o que para a realidade portuguesa pode ser um entrave à sua utilização uma vez que, em áreas sem preparação ou terrenos com declive elevado podem apresentar dificuldades de locomoção.

3.1 Dutch Dragon SB60 Slash Bundler

O compactador florestal Dutch Dragon SB60 (Figura 3.1), designado John Deere 1490D antes de ser adquirido pela empresa holandesa Wellinkcaesar Timber Technology BV, é um potente equipamento capaz de atingir níveis de compactação até acerca de 80% do volume inicial. Este produto reúne quatro funções: recolher, compactar, amarrar e cortar. É composto por uma mesa de alimentação, onde se encontram rolos com espigões que garantem a alimentação das prensas que, por sua vez, vão exercer forças de pressão determinadas pelo operador consoante o tipo de material a compactar. De seguida, o fardo resultante é amarrado através de um sistema composto por cordas, integrado na máquina, e por fim é cortado com o tamanho desejado, tipicamente 3 metros de comprimento. Todo este processo pode ser totalmente automático.



Figura 3.1 - Compactador florestal Dutch Dragon SB60 (www.dutchdragon.eu/en/machines/bundler/, visitado em 5/2/2018)

Segundo dados do fabricante, cada fardo resultante pode ter aproximadamente 1 MWh de energia, dependendo da composição da mistura. A produtividade varia entre 20 a 40 fardos por hora, consoante o material esteja devidamente preparado para o processo ou não. Outra característica deste compactador é que a força aplicada pelas prensas é apenas a suficiente para compactar, e não esmagar, o material.

3.2 Dingoma Slash Bundler

Produzido nas Astúrias, Espanha, o compactador Dingoma Slash Bundler (Figura 3.2) apresenta características semelhantes ao equipamento da Dutch Dragon.

É composto por uma unidade de alimentação, uma unidade de nivelamento (estabilização), uma unidade de compactação e uma unidade de corte. A unidade de alimentação possui dois rolos horizontais e dois rolos verticais para arrastar o material para o interior da unidade de compactação. Esta, por sua vez, é composta por duas prensas, sendo que a primeira prensagem é feita por uma prensa fixa e a segunda por uma prensa móvel, onde o material é compactado e arrastado para a unidade de corte. O corte é feito por uma cisalha de elevada potência. Este equipamento possui ainda um sistema de acoplamento, de rotação, hidráulico e eletrónico.



Figura 3.2 - Compactador florestal Dingoma (www.dingoma.es/pt/equipamento-de-compactacao, visitado em 5/2/2018)

3.3 Monra Forestal ENFO-2000

O compactador Monra ENFO-2000, Figura 3.3, é um equipamento de origem espanhola, mais precisamente da região das Astúrias, tal como o equipamento da marca Dingoma S.A..

À semelhança dos outros equipamentos, possui uma unidade de alimentação, uma unidade de compactação, uma unidade niveladora e uma unidade de corte, esta última patenteada. Segundo o fabricante, é capaz de atingir níveis de compactação na ordem dos 80% de volume. Este compactador, com sistema de acoplamento integrado, pesa cerca de 11500 kg, mede 7020 mm de comprimento e aproximadamente 2500 mm de altura e de largura. Tem capacidade de produzir fardos com diâmetro entre 60 a 80 mm, com comprimento regulável pelo operador.



Figura 3.3 - Compactador florestal Monra ENFO-2000 (www.monraforestal.com/index.php/es/maquinaria-forestal/compactadora-monra-enfo-2000, visitado em 5/2/2018)

3.4 Anderson Biobaler WB-55

O modelo Biobaler WB-55, Figura 3.4, do fabricante Anderson, é um equipamento de origem canadiana com capacidade de corte, recolha e enfardamento de resíduos de biomassa de forma totalmente automática. Este equipamento é acoplado à traseira de um trator agrícola, o qual transmite energia ao biobaler através de um veio de tomada de força. Este possui um sistema de rolos rotativos com espigões para fazerem o corte e recolha da matéria, que posteriormente é encaminhada para a câmara de compactação composta por cilindros rotativos em todo o perímetro por forma a assegurar o enfardamento da matéria. Após formado o fardo, este é atado, através de cordas por um sistema

integrado, por forma a manter a sua integridade estrutural. Por fim, quando todo o processo estiver completo, a parte oscilante da câmara de compactação eleva-se deixando o fardo sair para o terreno para ser recolhido posteriormente.

Segundo dados do fabricante, este sistema é capaz de produzir 40 fardos por hora em plantações preparadas, o equivalente a 20 ton/h, e aproximadamente 17 fardos por hora em ambientes naturais (10 ton/h). É capaz de processar todo o tipo de arbustos e troncos até 15 cm de diâmetro. Dependendo da matéria orgânica, cada fardo tem aproximadamente 500-600 kg de massa, o que equivale a 1 MW/h de energia.



Figura 3.4 - Enfardadeira Anderson Biobaler WB-55 (www.biobaler.com/wb-55.html, visitado em 5/2/2018)

4 Conceção e projeto

4.1 Descrição do equipamento

Como ponto de partida à conceção deste equipamento de compactação de resíduos florestais (Figura 4.1), teve-se em consideração as características do produto que queremos obter depois de processado, as dimensões máximas da máquina e a correspondente facilidade de movimentação.

Pretende-se que a matéria compactada corresponda a um pequeno fardo, com uma forma aproximadamente cilíndrica com 150 mm de diâmetro e 350 mm de comprimento. O fardo resulta da compactação da matéria orgânica proveniente de limpezas de árvores e arbustos.

Por outro lado, terá de ser um equipamento de pequenas dimensões, adequado ao uso doméstico e com capacidade de ser manuseado por apenas um operador. O operador terá de ser capaz de introduzir a matéria na máquina sozinho, com recurso às mãos ou a uma forquilha que o ajude a carregar mais material de cada vez, e, por esse motivo, a altura máxima do equipamento não poderá ser muito elevada. Irá ser tomada como altura máxima de referência 1050 mm, que é a altura média do cotovelo do homem relativamente ao solo (Lima, 2012).

O equipamento terá ainda de ter capacidade de movimentação para aumentar a sua área de intervenção, de modo a não aumentar os custos de manuseamento de matéria em bruto. Para isso, terá de ter um chassis que seja rebocável, e que o peso bruto máximo do conjunto não ultrapasse os 300 kg, para não ser necessária chapa de matrícula, de acordo com a regulamentação do Instituto da Mobilidade e dos Transportes (IMT, I.P.).

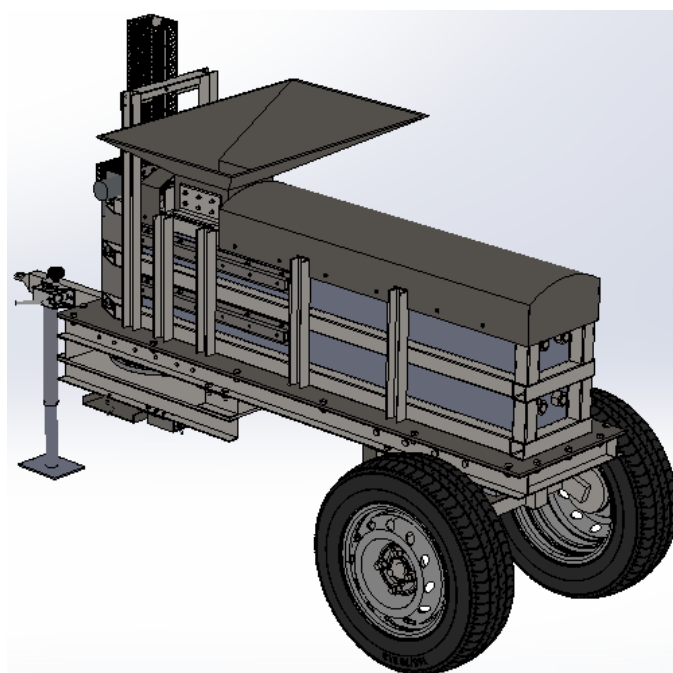


Figura 4.1 - Conjunto geral do equipamento

4.2 Independência do sistema

Por forma a estruturar o projeto, recorreu-se à Teoria Axiomática desenvolvida pelo professor Nam P. Suh do *Massachusetts Institute of Technology* (Suh, 1990). Esta teoria auxilia a organização do pensamento e simplifica a determinação dos componentes fundamentais do equipamento a desenvolver. Através da definição de requisitos funcionais (*FR*) com base nas necessidades do projeto, é possível compreender quais os parâmetros de projeto (*DP*) necessários para satisfazer os requisitos definidos. Os requisitos funcionais pertencem ao domínio funcional, enquanto os parâmetros de projeto ao domínio físico.

O raciocínio axiomático é baseado num avanço segmentado entre níveis para cada um dos domínios. Assim, depois de definido o *DP* que dará resposta ao *FR*, volta-se de novo ao domínio funcional, num nível inferior, e define-se novos *FR*. Estes novos *FR* são baseados nos *DP* do nível superior. Este procedimento é repetido a cada nível, provocando um efeito de *zigzag* entre os domínios.

A definição destas variáveis foram o ponto de partida para o projeto do equipamento. Levaram-se em consideração os princípios da Teoria Axiomática em termos da independência de funções no que diz respeito à escolha dos componentes para tentar garantir a sua independência, apesar de não ser uma prioridade neste projeto.

Como se pode ver Figura 4.2, tem-se então como primeiro requisito a conceção de um equipamento de compactação de resíduos florestais (*FR₁₁*), que será satisfeito pelo equipamento desenvolvido para o efeito (*DP₁₁*). Fica assim definido o primeiro nível na árvore dos *FR* e *DP*. No segundo nível, voltando ao domínio funcional, temos como requisitos inserir os resíduos florestais no equipamento (*FR₂₁*), restringir a altura dos resíduos inseridos para se criar fardos de dimensões idênticas (*FR₂₂*), compactar o fardo com vista a reduzir o volume (*FR₂₃*), garantir a integridade do fardo (*FR₂₄*), garantir a integridade de toda a estrutura da máquina para não sofrer danos durante o processo (*FR₂₅*) e permitir a locomoção do equipamento (*FR₂₆*). Passando ao domínio físico, os parâmetros de projeto que satisfazem os requisitos enumerados são, respetivamente, a colocação de uma tremonha (*DP₂₁*), um sistema hidráulico que permitirá o corte da matéria (*DP₂₂*), um sistema de punções (*DP₂₃*), um sistema de atar (*DP₂₄*), uma estrutura exterior em forma de gaiola que garantirá a integridade de toda a estrutura (*DP₂₅*) e um chassis rebocável (*DP₂₆*). Pode-se ainda baixar um nível no *FR₂₂* restringir a altura da matéria para obter os requisitos cortar a matéria (*FR₃₁*) e aplicar a força necessária ao corte dos ramos e bichadas (*FR₃₂*), que serão satisfeitos pelos parâmetros de projeto uma lâmina (*DP₃₁*) e um cilindro hidráulico (*DP₃₂*), respetivamente. Pode-se, também, descer um nível no *FR₂₄* garantir a integridade do fardo resultando nos requisitos guiar o fardo para a zona de atar (*FR₃₃*) e atar o fardo (*FR₃₄*). O *FR₃₃* será satisfeito pelos parâmetros de projeto um sistema pinhão cremalheira (*DP₃₃*) e um sistema alçapão inferior (*DP₃₄*), e o *FR₃₄* por um sistema rotativo de engrenagens (*DP₃₅*).

Assim, através desta árvore, é possível determinar muitos dos componentes necessários para o projeto do equipamento requerido. Importa referir que não estão analisados todos os componentes do equipamento, apenas os mecanismos principais. Uma descrição mais exaustiva de toda a máquina será feita mais à frente.

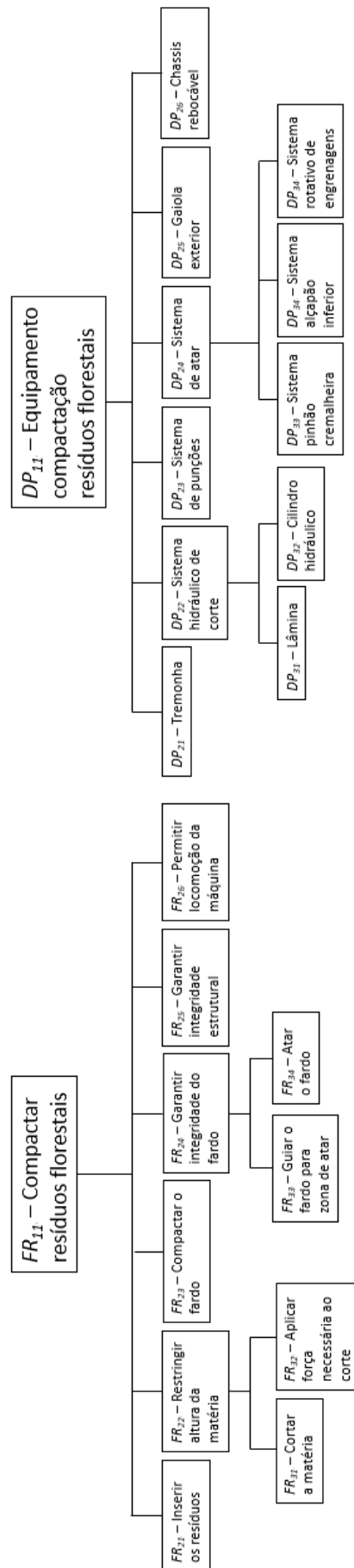


Figura 4.2 - Decomposição em FR e DP

4.3 Ferramenta de modelação

O *software* escolhido para o desenvolvimento deste projeto foi o *SOLIDWORKS® 2017*, uma vez que se trata de um poderoso *software* de modelação tridimensional e bidimensional. Esta ferramenta permite uma grande liberdade na criação de formas geométricas, bem como a junção de todos os componentes num ficheiro só, o que o torna num aliado quase imprescindível para o projetista. O próprio *software* possui uma *toolbox*, previamente instalada, que facilita bastante a colocação de peças normalizadas, mais especificamente elementos de ligação, como parafusos e porcas.

4.4 Escolha dos materiais

Uma vez que a máquina será exposta a ambientes agressivos e a uma utilização mais descuidada, como é o trabalho no campo, a maioria dos seus componentes serão em aço.

Todos os componentes estruturais que darão resistência mecânica ao equipamento serão em aço estrutural S355, segundo a norma EN 10025, pois é um material de elevada resistência, muito utilizado como material de construção, que o torna adequado para este efeito. Este aço apresenta tensão de cedência $\sigma_{ced} = 355$ MPa, tensão de rotura $\sigma_{rot} = 510$ MPa e módulo de Young $E = 210$ GPa.

Para os componentes não estruturais, o material utilizado será aço DC01 segundo a norma EN 10130. A utilização deste aço será maioritariamente em componentes da máquina que sejam em chapa. Este material apresenta boa resistência mecânica, é fácil de quinar, cortar e soldar, o que o torna muito útil tendo em conta a geometria de alguns componentes da máquina. Este aço apresenta tensão de cedência $\sigma_{ced} = 280$ MPa, tensão de rotura $\sigma_{rot} = 410$ MPa e módulo de Young $E = 210$ GPa.

No entanto, haverá componentes com materiais diferentes destes já enunciados e que serão apresentados à medida que os mesmos sejam descritos.

4.5 Tremonha

A tremonha (Figura 4.3) será o local de entrada do material a processar. A sua geometria em forma de funil, com a área de entrada maior que a área de saída, facilita a colocação de ramos e bichadas para o interior da máquina. É aqui que o operador tem de ter o cuidado de alinhar os ramos com o sentido do fluxo de entrada da máquina para, quando a matéria entrar na zona de corte e compactação, formar um fardo cilíndrico com o eixo paralelo ao eixo dos troncos. A área da tremonha que está em contacto com a máquina tem 200 mm de comprimento e 150 mm de largura. A tremonha tem altura total de 270 mm e largura máxima de 760 mm.

Esta peça obtém-se por construção soldada de chapas de aço DC01, com 6 mm de espessura. Escolheu-se esta espessura para garantir a resistência da tremonha a impactos decorrentes da sua utilização. Considera-se que em utilização normal este componente seja sujeito a cargas aleatórias com intensidades significativas.

A tremonha será ligada ao resto da estrutura através de uma ligação parafusada com dezoito parafusos M6 de cabeça embebida, para evitar a criação de zonas de retenção dos ramos quando estiverem a ser colocados dentro da máquina.

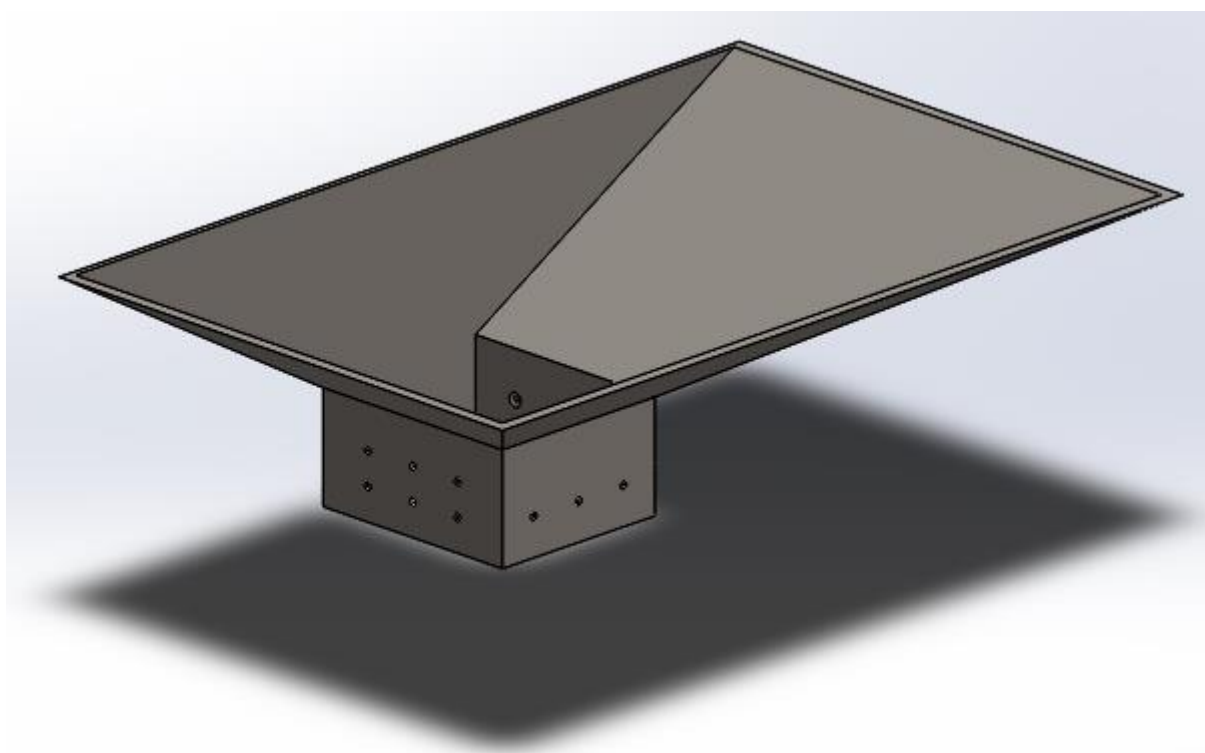


Figura 4.3 - Tremonha

4.6 Sistema hidráulico de corte

4.6.1 Descrição do sistema

É o sistema hidráulico de corte (Figura 4.4) que satisfaz o processo de corte e compactação. Depois das ramagens serem introduzidas na máquina, estas serão confinadas a um espaço com 150 mm de largura, onde serão cortadas com 350 mm de comprimento. O corte será assegurado por uma lâmina atuada por um cilindro hidráulico. A matéria após cortada nas dimensões indicadas será guiada através de um punção móvel para a zona de compactação. Nesta zona de compactação existirá um punção fixo, com o objetivo de conferir forma ao fardo, oferecendo a resistência necessária para que este seja compactado. A força de compactação será feita com o mesmo cilindro hidráulico responsável pelo corte da matéria. Assim, os componentes do sistema hidráulico de corte têm como funções principais fornecer a força necessária ao corte dos ramos e bichadas, cortar e dar forma ao fardo.

No dimensionamento deste sistema foram levados em consideração diversos fatores, tais como a força necessária para o corte dos ramos, o espaço a percorrer pelo cilindro hidráulico e as dimensões do fardo requerido. Outro fator também muito importante é a robustez de toda a estrutura, para evitar deformações provenientes de impactos durante a utilização.

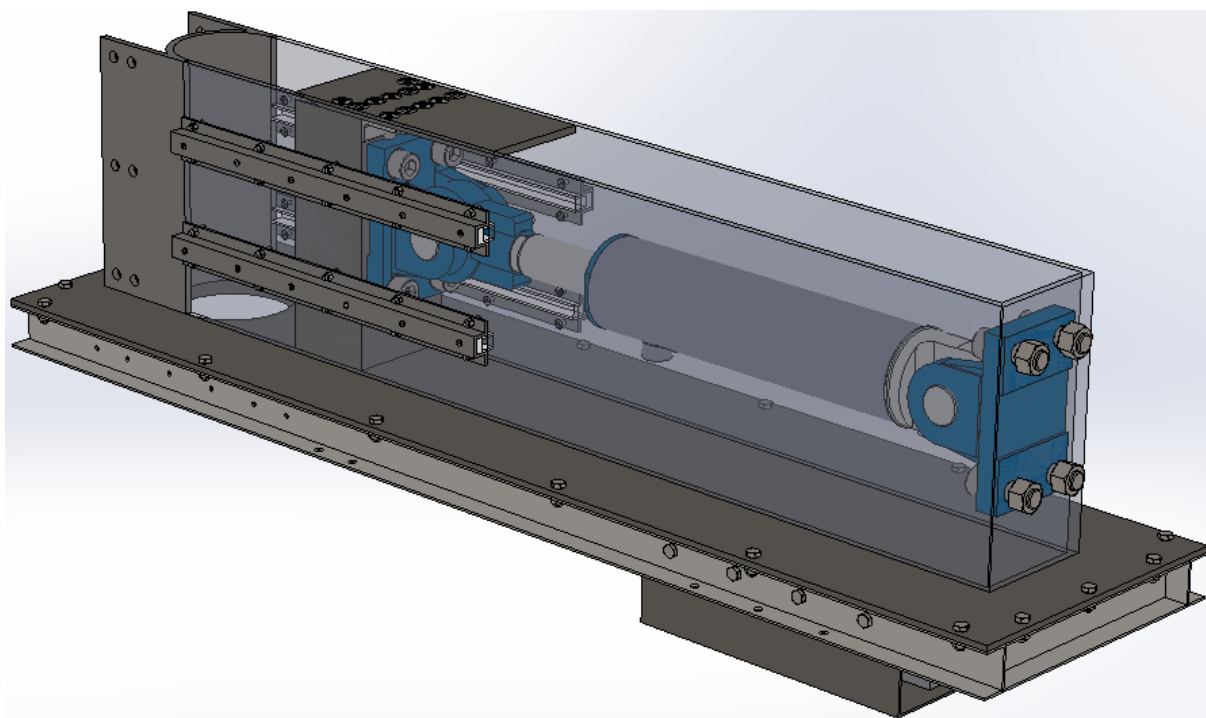


Figura 4.4 - Conjunto do sistema hidráulico de corte

4.6.2 Caixa

Para restringir o volume onde será processado o material introduzido na máquina é necessário haver uma peça que limite o espaço. Essa peça será uma caixa (Figura 4.5), fabricada em chapa de aço DC01, com 10 mm de espessura para garantir que não sofre deformações durante o seu tempo de vida. As dimensões gerais da caixa serão 1350 mm de comprimento, 170 mm de largura e 350 mm de altura. Como se pode ver na Figura 4.5, a geometria da caixa aproxima-se de um paralelepípedo sem as faces superior e inferior e uma das faces laterais pequenas, por forma a facilitar a construção e a montagem do equipamento. Na face menor estará aparafusado um dos apoios do cilindro hidráulico responsável pelo corte e compactação. A caixa terá ainda quatro rasgos, dois em cada uma das faces maiores, onde estarão as calhas que permitem o movimento horizontal de um dos punções, que serão explicadas mais à frente.

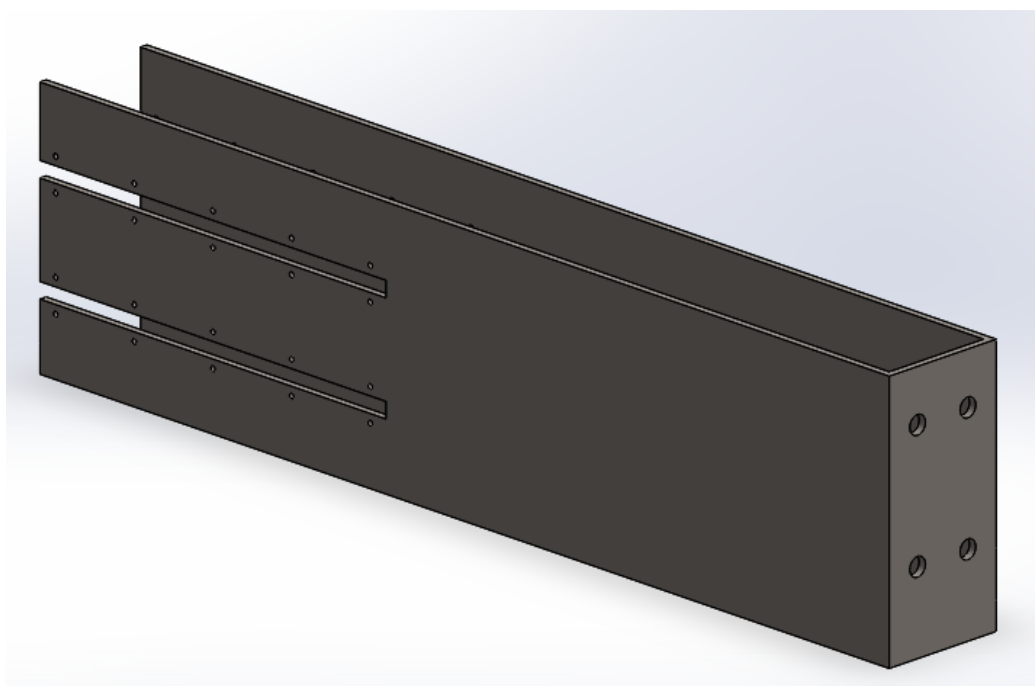


Figura 4.5 - Caixa

4.6.3 Chapa inferior

Para completar a restrição de volume a ser processado, existe uma chapa inferior que serve de base ao material que entra pela tremonha. Esta chapa (Figura 4.6) será em aço DC01 com 8 mm de espessura, 1665 mm de comprimento e 420 mm de largura. Estas dimensões são ligeiramente maiores que as dimensões da caixa mais o punção fixo para permitir a ligação com as vigas em U que estarão aparafusadas na face inferior.

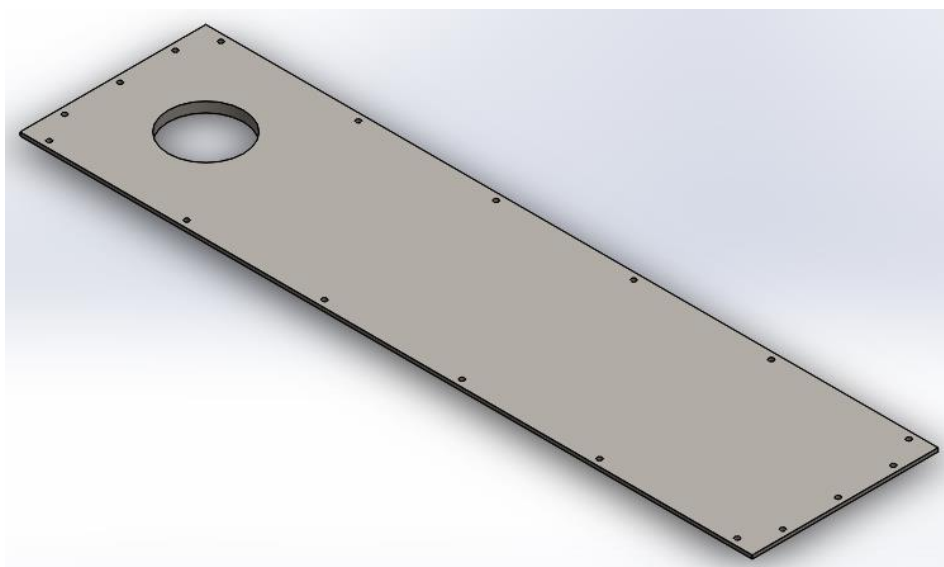


Figura 4.6 - Chapa inferior

Esta peça tem um orifício circular com 170 mm de diâmetro por onde irá passar o fardo depois de compactado. Como se pode ver na Figura 4.7, a face inferior terá ainda soldada uma saliência com 15 mm e forma anelar em torno do orifício para facilitar o corte de alimentação do sistema de atar, definido mais à frente.



Figura 4.7 - Vista de frente da chapa inferior

4.6.4 Cilindro hidráulico

O elemento que irá fornecer a força necessária ao corte será um cilindro hidráulico. Assim, como ponto de partida ao dimensionamento do cilindro hidráulico, temos a força que é necessária este fazer para cortar a matéria que será depois compactada. De acordo com *Forest Products Laboratory (U.S.)* (2000), admite-se que o valor médio da tensão de corte perpendicular às fibras da madeira é $\tau_c = 50$ MPa. Para efeitos de cálculo, estabelece-se que o equipamento, em cada ciclo do cilindro hidráulico, vai exercer a força necessária para cortar, ao mesmo tempo, três ramos com diâmetro $d = 30$ mm cada um (Figura 4.8). Devido a esta limitação, o operador terá de ter em atenção o tipo de matéria inserida na máquina, tentando, sempre que possível, misturar um tronco mais grosso com outros galhos mais finos.



Figura 4.8 - Vista do perfil da secção de um tronco

Assim, começa-se por calcular a força necessária para o corte de 1 tronco, F_{c1} , pela equação 4.1:

$$F_{c1} = A_c \cdot \tau_c \quad (4.1)$$

Sendo $A_c = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$, com $d = 30$ mm e $\tau_c = 50$ MPa

$$F_{c1} = 35343 \text{ N}$$

Tendo determinado a força de corte para 1 tronco, multiplica-se esse valor por 3 para obter a força necessária para cortar 3 troncos, obtendo-se $F_{c3} = 106$ kN.

Como a força necessária é 106 kN, ao consultar o catálogo de cilindros hidráulicos do fabricante *Bosch Rexruth*, optou-se por um cilindro que exerce 125,6 kN a 160 bar de pressão (Anexo 2), que corresponde a um cilindro com diâmetro interior do corpo de 100 mm e diâmetro do braço extensível de 56 mm. O cilindro escolhido é do tipo *mill*, que corresponde à referência CDL2, um tipo de equipamento usado em condições adversas, daí que se adequa perfeitamente à utilização requerida.

Após definido o tipo de cilindro e a força que este é capaz de exercer, tem que se definir o curso necessário. Assim, e com a ajuda da Figura 4.9, teve-se em consideração que o punção móvel, acoplado ao cilindro, tem de percorrer todo o comprimento da menor área da tremonha (AB), mais a distância entre a zona de corte dos troncos e a zona de compactação (BC). Sendo $AB = 200$ mm e $BC = 125$ mm, optou-se por um curso do cilindro de corte de 350 mm, para garantir uma margem de segurança ao curso necessário.

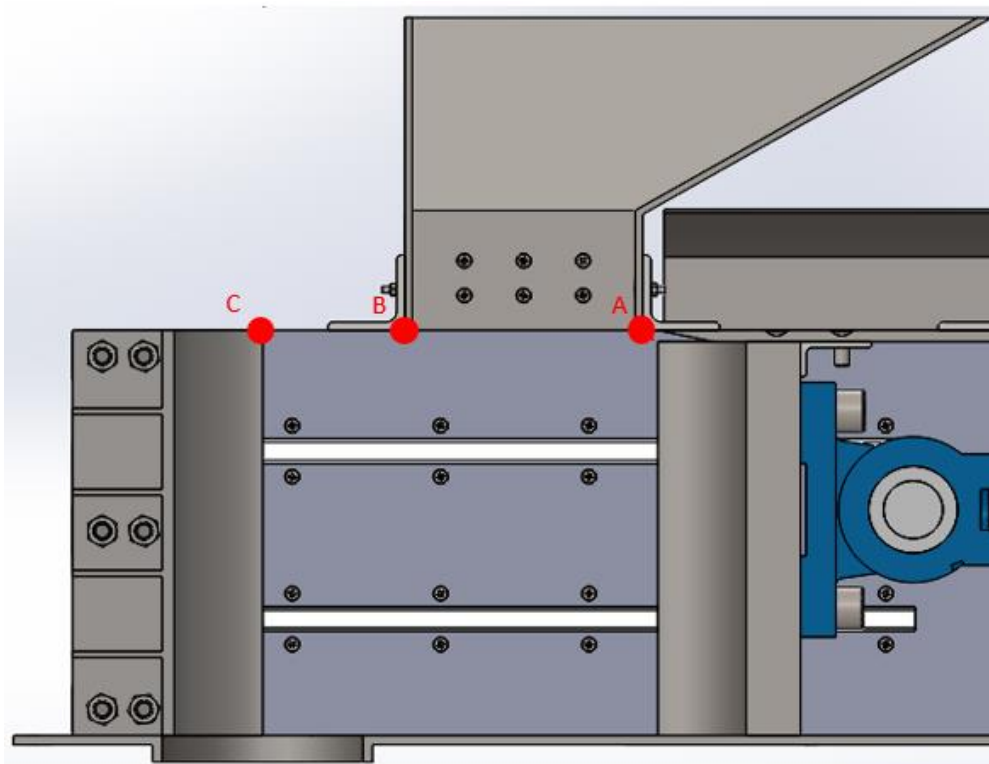


Figura 4.9 - Vista em corte do sistema hidráulico de corte para representação do curso do cilindro

O tipo de fixação escolhido foi um olhal na extremidade do corpo do cilindro que corresponde à referência MP5 (Anexo 2). Na extremidade oposta, o braço extensível termina em rosca, onde irá ser fixado um olhal roscado com a referência CGKF (Anexo 2). Cada olhal estará fixo a uma forquilha, também fornecida pelo mesmo fabricante, com a referência CLCD/50/17 (Anexo 2). A forquilha que está ligada ao corpo do cilindro estará aparafusada à menor face da caixa através de quatro parafusos M24 de cabeça sextavada interior. Esta ligação estará ligeiramente acima do centro geométrico da face, por forma a aproximar o centro de aplicação da força do cilindro da zona onde é feito o corte dos ramos, para assim evitar esforços noutras direções que possam provocar danos na máquina.

Assim, o cilindro hidráulico escolhido tem a referência CDL2MP5/100/56/350D1X/B11CKUMWW. Na Figura 4.10 encontra-se uma representação do cilindro hidráulico e dos apoios escolhidos.

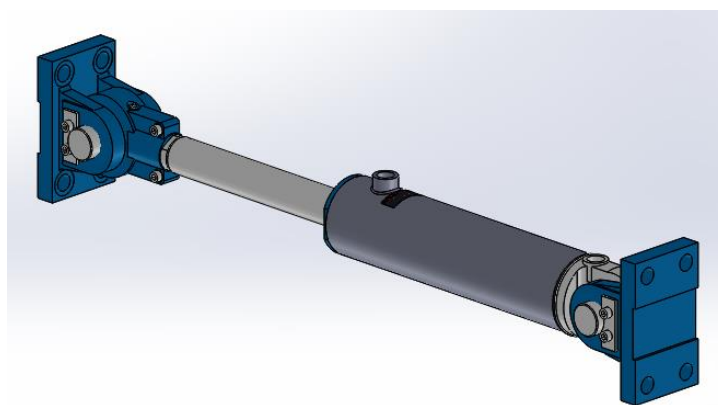


Figura 4.10 - Cilindro hidráulico com apoios

Depois de selecionado o cilindro de acordo com as necessidades, pode-se calcular a quantidade de fluido hidráulico para o atuar. É fácil prever que é quando o cilindro estiver na posição de extensão máxima, com o braço todo fora do corpo do cilindro, requer mais fluido. Assim, segundo dados do fabricante, o cilindro escolhido tem área interior do pistão $A_1 = 78,5 \text{ cm}^2$ e, sabendo que o curso máximo é $l = 350 \text{ mm}$, podem-se calcular a quantidade de fluido hidráulico V_1 para o atuar, através da equação 4.2.

$$V_1 = A_1 \cdot l \quad (4.2)$$

$$\Leftrightarrow V_1 = A_1 \cdot 350 = 78,5 \cdot 35 = 2747,5 \text{ cm}^3 = 2,75 \text{ l}$$

Assim, a quantidade de fluido hidráulico necessária para este cilindro terá de ser, no mínimo, 5 litros uma vez que não há só fluido no interior do cilindro, mas também nas mangueiras de ligação ao reservatório e para garantir o fundo do reservatório sempre com fluido.

4.6.5 Lâmina

O corte dos ramos será efetuado através de uma lâmina (Figura 4.11), fabricada em aço C45 segundo a norma EN 10083-2, com 10 mm de espessura. A escolha deste material deve-se à sua elevada resistência e por ser tipicamente usado em navalhas e martelos. Possui uma tensão de cedência $\sigma_{ced} = 340 \text{ MPa}$ e tensão de rotura $\sigma_{rot} = 620 \text{ MPa}$.

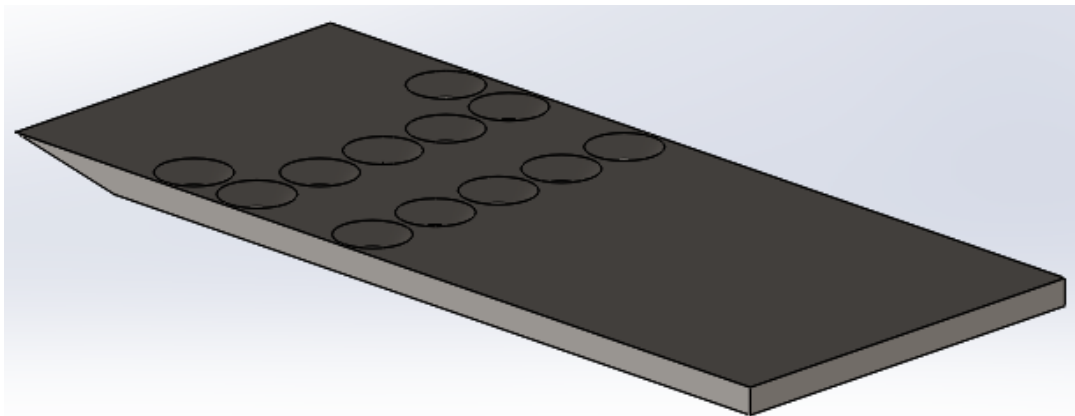


Figura 4.11 - Lâmina

Esta lâmina tem um gume com 12 graus de inclinação para facilitar o corte dos ramos. A largura será igual à largura da caixa, de modo a garantir que todo o material é cortado, e o comprimento igual a 350 mm para fechar a alimentação da matéria quando o cilindro hidráulico está na posição de extensão máxima.

A lâmina estará aparafusada ao punção móvel para que possa ser removida, de modo a afiar o gume periodicamente. Os parafusos devem ser dimensionados para a ligação aparafusada suportar a força máxima que o cilindro exerce e que será perpendicular ao eixo dos parafusos (Figura 4.12). Como

a força máxima de corte, já determinada, é $F_{\text{máx cilindro}} = 125,6 \text{ kN}$, é esta a força que a ligação aparafusada terá de suportar, resultando unicamente do atrito entre a lâmina e o punção.

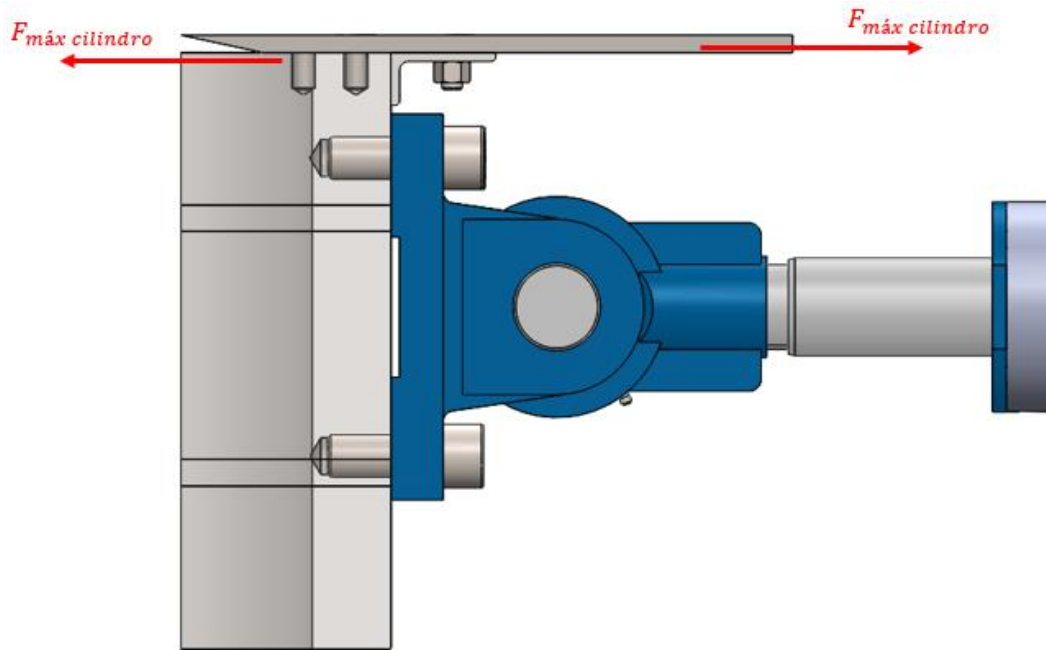


Figura 4.12 - Representação da ligação aparafusada entre a lâmina e o punção móvel

Admitindo que serão utilizados doze parafusos, pela equação 4.3, pode-se calcular a força que cada parafuso terá de suportar na ligação aparafusada, $F_{p/\text{parafuso}}$:

$$F_{p/\text{parafuso}} = \frac{F_{\text{máx cilindro}}}{n^{\circ} \text{ de parafusos}} \quad (4.3)$$

Sendo $F_{\text{máx cilindro}} = 125,6 \text{ kN}$ e $n^{\circ} \text{ de parafusos} = 12$, temos que:

$$F_{p/\text{parafuso}} = \frac{125,6}{12} = 10,5 \text{ kN}$$

Como se pretende que a ligação resulte do atrito entre a lâmina e o punção, deve-se verificar a relação $F_{p/\text{parafuso}} \leq \mu \cdot F_t$, em que F_t corresponde à força de tração no parafuso, que corresponde à força normal de compressão entre as chapas, e μ ao coeficiente de atrito entre a lâmina e o punção, que se admite $\mu = 0,2$. Desta forma, a força de tração F_t que um parafuso terá de exercer é calculada pela equação 4.4:

$$F_t \geq \frac{F_{p/\text{parafuso}}}{\mu} \quad (4.4)$$

Sendo $F_{p/\text{parafuso}} = 10,5 \text{ kN}$ e $\mu = 0,2$, temos que:

$$F_t \geq \frac{10,5}{0,2} = 52,5 \text{ kN}$$

Optando por parafusos de classe 10.9 (Shigley, Mischke, & Budynas, 2002) que, apesar de apresentarem fragilidade elevada, têm valores de tensão de rotura elevados, o que para a utilização

requerida é um fator preponderante devido à gama de forças que têm de suportar. Assim, o cálculo da área resistente do parafuso, A_t , é feito pela equação 4.5:

Admitindo que,

$$\sigma_{adm} \leq 0,7 \cdot \sigma_{ced}$$

Sendo,

$$\sigma_{ced} = \frac{9}{10} \cdot \sigma_{rot}$$

Dado que para classe 10.9 a $\sigma_{rot} = 1040$ MPa, temos:

$$\sigma_{ced} = \frac{9}{10} \cdot 1040 = 936 \text{ MPa}$$

Então,

$$\sigma_{adm} \leq 0,7 \cdot 936 = 655 \text{ MPa}$$

Assim,

$$\begin{aligned} \sigma_{adm} \cdot A_t &= F_t \\ 655 \cdot A_t &= 52500 \\ A_t &= 80,15 \text{ mm}^2 \end{aligned} \tag{4.5}$$

Tendo a área resistente mínima do parafuso, consultando a tabela 8-1 do livro *Shigley's Mechanical Engineering Design*, observa-se que é necessário um parafuso M12 que tem área resistente de 84,3 mm². Assim, optou-se por 12 parafusos M12 de classe 10.9 para fixar a lâmina ao punção móvel. Estes parafusos serão de cabeça embebida para não interferirem no curso da lâmina.

4.6.6 Punção móvel

O punção móvel (Figura 4.13) será o componente responsável por guiar os ramos e galhos, depois de cortados, para a zona de compactação onde, com a ajuda do punção fixo, o fardo será compactado. Será construído em aço DC01 para conferir a robustez necessária à sua utilização. A altura do punção é igual a 340 mm, menos 10 mm que a altura do fardo uma vez que tem aparafusada na face superior a lâmina com os 10 mm de espessura que faltam para formarem o fardo. A largura será igual à largura interna da caixa, que corresponde ao diâmetro do fardo, 150 mm. A face posterior será curva e terá geometria igual a meio cilindro, correspondente à matriz do fardo. Na face anterior estará aparafusado o apoio do braço extensível do cilindro hidráulico, através de quatro parafusos M24, já definidos pelo fabricante. Nas faces laterais haverá quatro saliências, duas em cada face, de perfil retangular, responsáveis pelo guiamento do punção nas calhas.

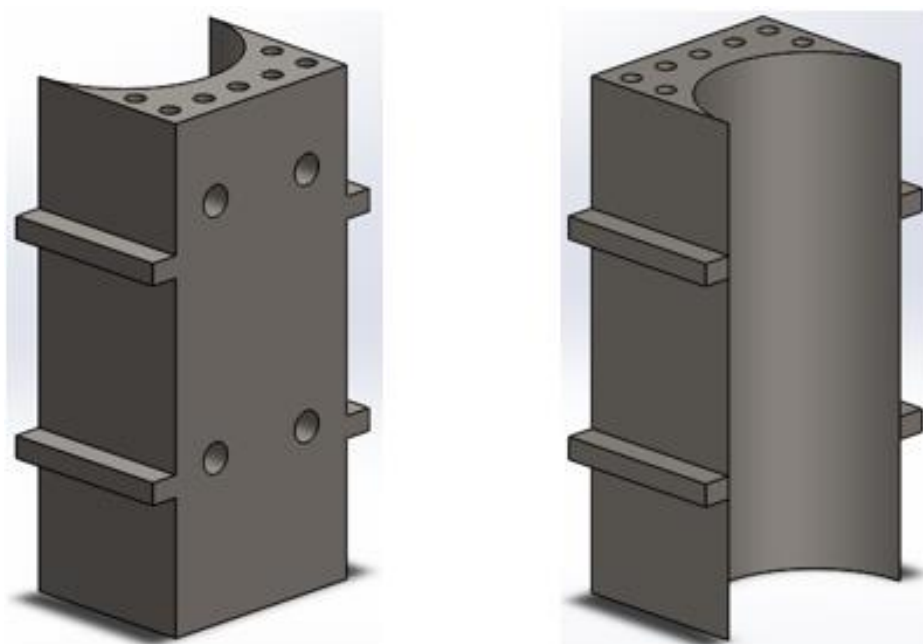


Figura 4.13 - Vista anterior (à esquerda) e posterior (à direita) do punção móvel

Na face superior do punção será aparafusada a lâmina responsável pelo corte da matéria. Como já foi calculado, serão necessários doze parafusos M12 para fixar a lâmina ao punção. Uma vez que a face superior do punção não tem área suficiente para acomodar os doze parafusos, surge a necessidade de soldar na face anterior do punção uma cantoneira de abas desiguais que permita a colocação de cinco parafusos (Figura 4.14). Esta cantoneira será em aço S355 com as dimensões 60x30x5 mm, de acordo com a NP EN 10056. O furo passante na aba maior respeitou a distância recomendada para a sua execução.

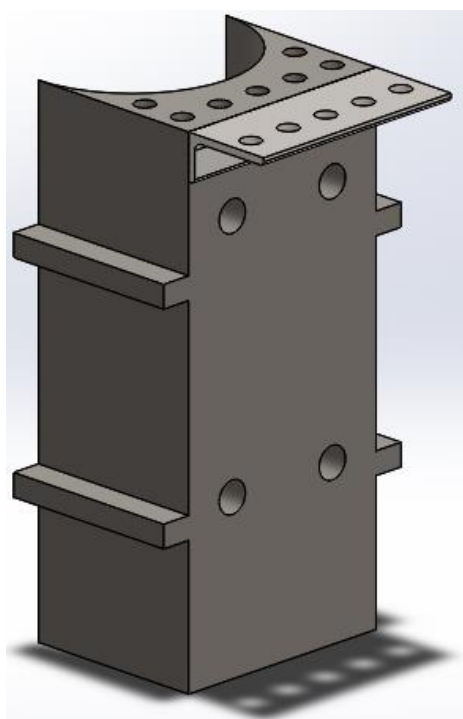


Figura 4.14 - Punção móvel com a cantoneira de abas desiguais

Quando for realizada a montagem, há que ter em consideração o alinhamento do gume da lâmina com a aresta vertical da face posterior do punção móvel (Figura 4.15), para não haver interferência da lâmina no processo de compactação.

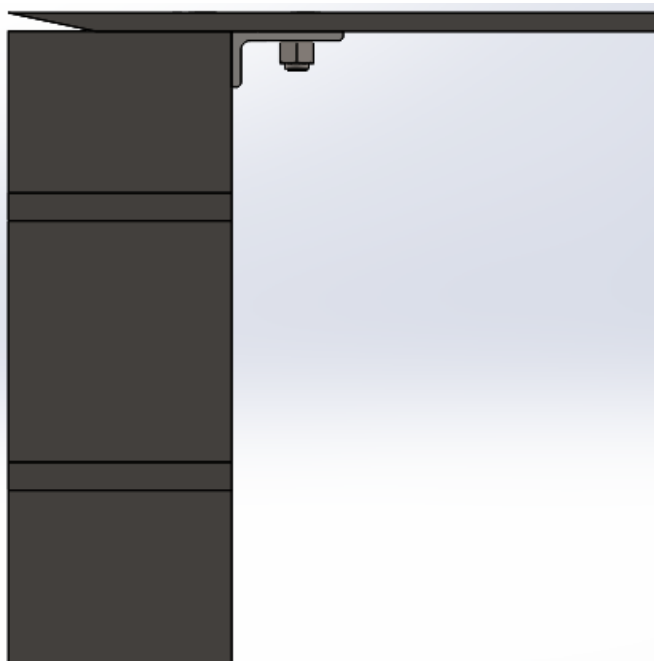


Figura 4.15 - Pormenor do alinhamento do gume da lâmina com a face posterior do punção móvel

4.6.7 Calhas

Para guiar o movimento de translação do punção móvel definiram-se quatro calhas de deslizamento, duas de cada lado da caixa. O material da calha de deslizamento será aço DC01, uma vez que as velocidades de translação não serão elevadas pelo que o deslizamento do punção sobre aço não será problema. Cada calha terá um comprimento superior ao curso do cilindro pelo que se optou por um comprimento de 550 mm. A calha estará aparafusada a uma peça em aço DC01, que a fixará na sua posição, através de seis parafusos M4, com furo cego (Figura 4.16). Por sua vez, este conjunto estará aparafusado à caixa através de dez parafusos M6 de cabeça embecida, para não interferirem no movimento do punção. Este conjunto foi dividido em duas peças para facilitar a manutenção da calha que estará em contacto com o punção, mas também por facilidade na construção.

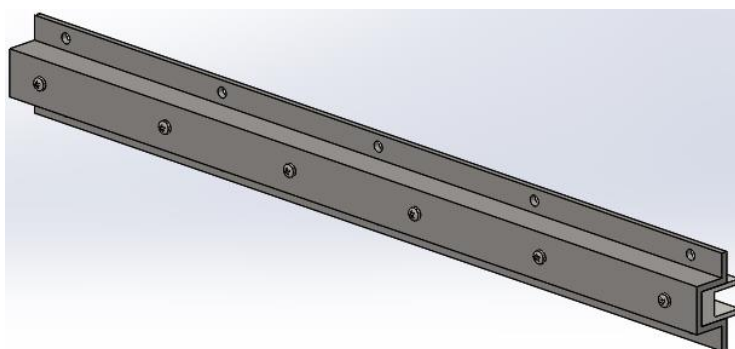


Figura 4.16 - Conjunto da calha de deslizamento

As calhas de deslizamento, por onde irão correr as saliências do punção, terão secção com 20 mm de espessura e 15 mm de altura (Figura 4.17).

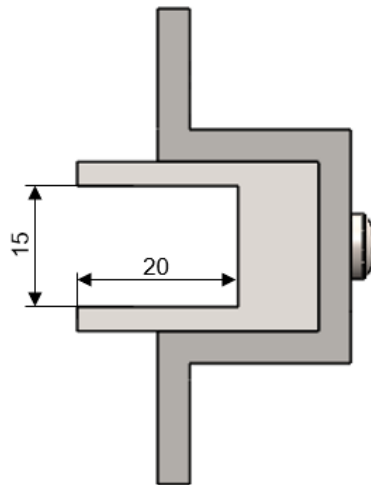


Figura 4.17 - Secção da calha de deslizamento, dimensões em mm

Uma vez que estas calhas terão de suportar o binário do conjunto punção móvel mais lâmina provocado pela corte dos ramos, pode-se calcular a tensão a que a calha de deslizamento estará sujeita e compará-la com a tensão de cedência do aço para aferir se a integridade da peça é posta em causa. Com a ajuda da Figura 4.18, começa-se por calcular o binário total do conjunto.

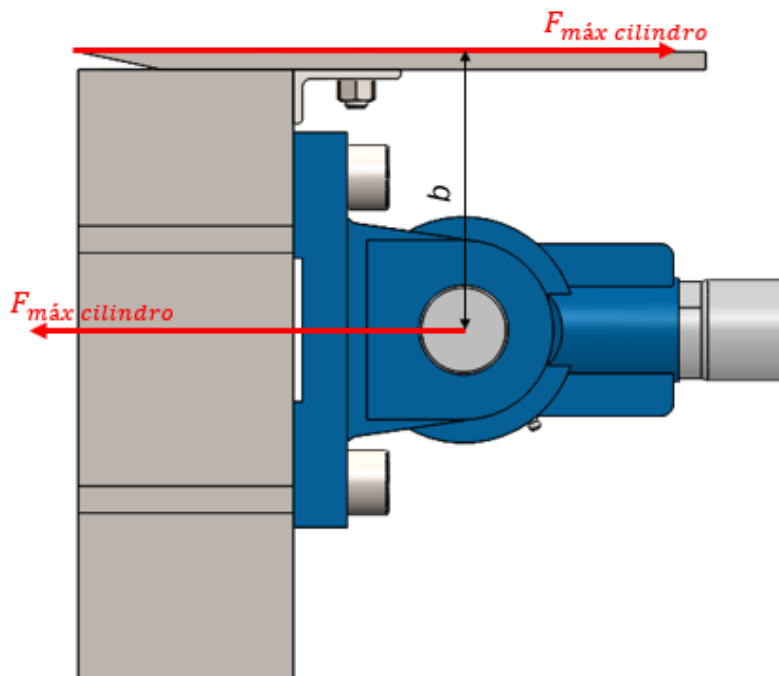


Figura 4.18 - Representação dos vetores das forças e o braço que provocará o binário

Sendo $b = 155 \text{ mm}$ e $F_{máx \text{ cilindro}} = 125,6 \text{ kN}$, tem-se que o binário total B_t é dado por:

$$B_t = 155 \cdot 125,6 = 19 \text{ kNm}$$

Uma vez que este binário será transmitido às calhas pelas quatro saliências do punção, temos que o binário por saliência será $B_{p/saliência} = 4,8 \text{ kNm}$. Para efeitos de cálculo, procede-se à aproximação de que o binário por saliência se distribui por um quarto do comprimento dessa saliência, como se pode ver na Figura 4.19.

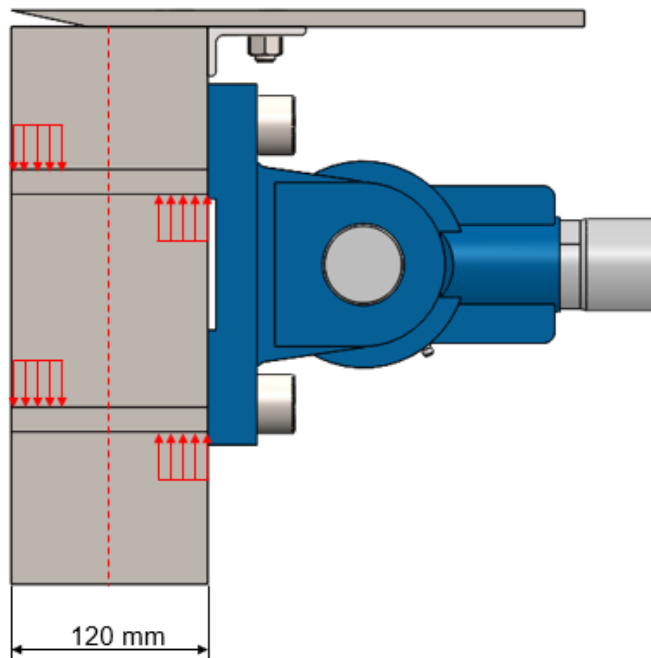


Figura 4.19 - Representação da distribuição de forças por saliência

Tendo o binário por saliência, pode-se calcular a força F_b aplicada na calha de deslizamento, com a ajuda da Figura 4.20.

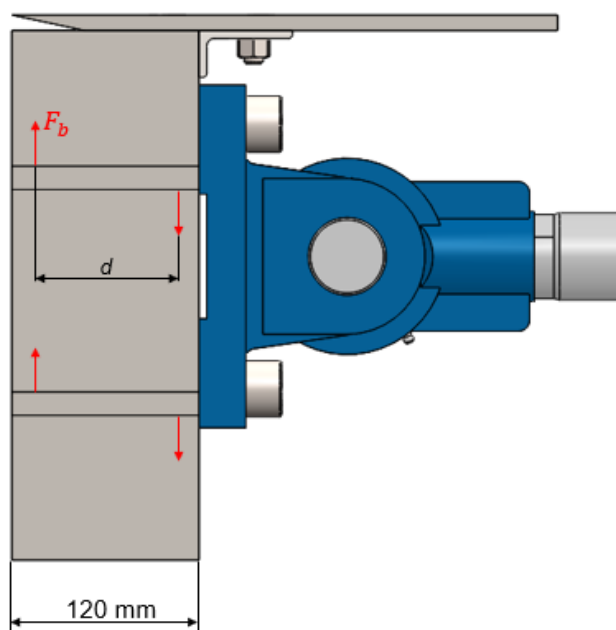


Figura 4.20 - Representação da força aplicada na calha

Assim, tem-se que a força F_b provocada pelo binário por saliência, é calculada pela equação 4.6:

$$B_{p/saliência} = F_b \cdot d \quad (4.6)$$

Tendo $B_{p/saliência} = 4,8 \text{ kNm}$ e $d = 90 \text{ mm}$, temos:

$$F_b = 54 \text{ kN}$$

Como esta força F_b se distribui por um quarto do comprimento da superfície da saliência, que tem espessura $e = 20 \text{ mm}$, temos que a tensão provocada na calha é calculada pela equação 4.7:

$$\sigma_{calha} = \frac{F_b}{A} \quad (4.7)$$

Sendo $F_b = 54 \text{ kN}$ e $A = \frac{1}{4} \cdot 120 \cdot e$, com $e = 20 \text{ mm}$ temos:

$$\sigma_{calha} = 90 \text{ MPa}$$

Uma vez que a tensão de cedência do aço da calha de deslizamento é $\sigma_{ced} = 280 \text{ MPa}$ e a tensão a que a calha de deslizamento estará sujeita é $\sigma_{calha} = 90 \text{ MPa}$, não existirão problemas de integridade pois $\sigma_{ced} > \sigma_{calha}$.

Estas calhas estarão montadas de forma a ficarem mais salientes que a face da caixa, e serão abertas nas extremidades para permitir a saída de resíduos depositados, como se pode ver na Figura 4.21. Isto garante que na área de deslizamento não existam obstáculos ao movimento do punção.

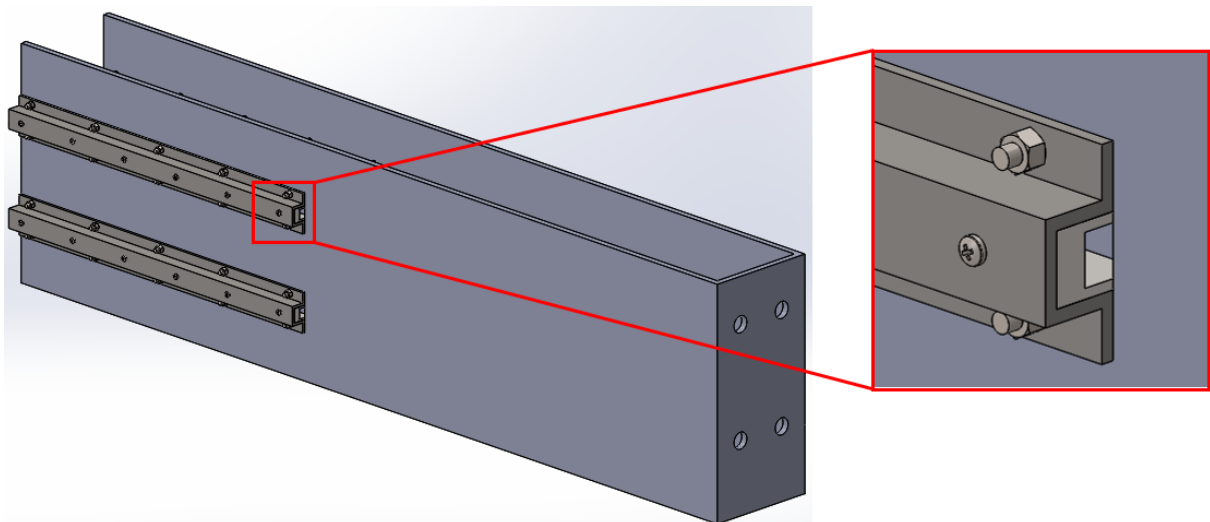


Figura 4.21 - Pormenor da saliência das calhas

4.6.8 Punção fixo

A matéria, depois de cortada, é guiada pelo punção móvel para a zona de compactação onde encontra o punção fixo (Figura 4.22). Este terá geometria simétrica à do punção móvel para que, quando começar a ser aplicada a força de compactação, os dois punções formem o fardo com a forma cilíndrica pretendida. Esta peça poderá ser produzida a partir de chapas de aço DC01 soldadas. A geometria curva da face posterior será obtida recorrendo ao processo de calandragem, para lhe conferir a geometria circular, ao passo que o resto da peça será composta por chapas de aço, com 5 mm de espessura cortadas com a forma requerida. Esta opção construtiva visa a diminuição do peso da sem comprometer a sua robustez.

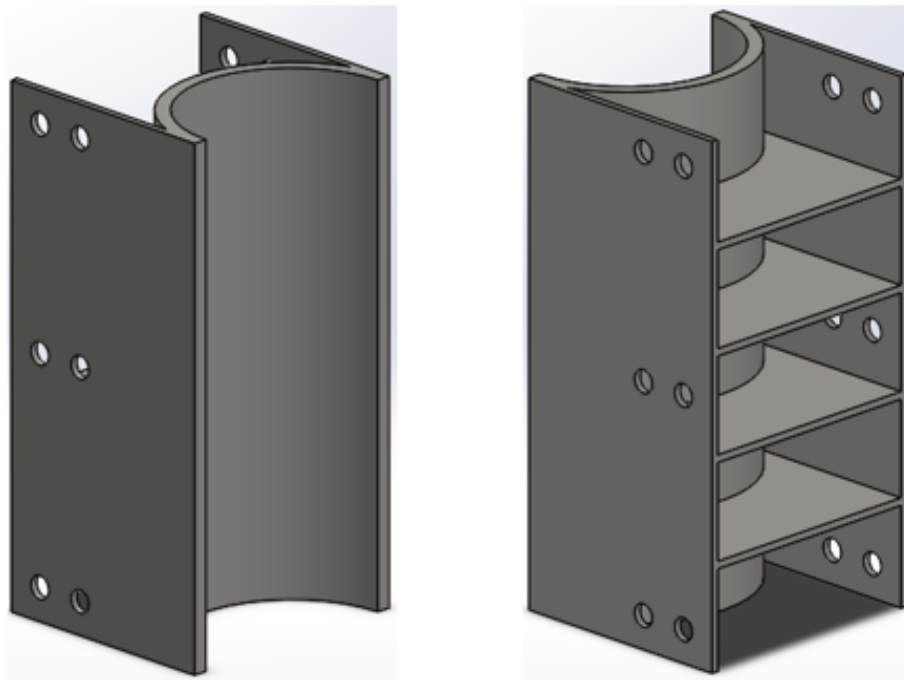


Figura 4.22 - Vista anterior (à esquerda) e posterior (à direita) do punção fixo

Este punção será montado na extremidade da caixa e estará aparafusado à gaiola exterior que o posicionará no local correto. Esta ligação aparafusada (Figura 4.23) será dimensionada de forma análoga aos cálculos feitos na ligação da lâmina ao punção móvel. A força máxima que esta ligação terá de suportar será a força máxima produzida pelo cilindro hidráulico responsável pelo corte, apesar de, durante o processo, a força máxima do cilindro nunca estar aplicada diretamente no punção fixo. Esta condição faz-nos estar do lado da segurança caso haja algum problema com o processo.

Admitindo que serão doze os parafusos utilizados nesta ligação, tem-se que a força por parafuso $F_{p/parafuso} = 10,5 \text{ kN}$, tal como na ligação da lâmina ao punção móvel. Como a força aplicada é perpendicular ao eixo dos parafusos, recorre-se à mesma condição $F_{p/parafuso} \leq \mu \cdot F_t$. Uma vez que os dois equipamentos a ligar são em aço, o coeficiente de atrito entre as superfícies é novamente $\mu = 0,2$. Assim, a força de tração que o parafuso terá de suportar é $F_t = 52,5 \text{ kN}$. Para este caso, a classe de parafusos escolhida é a classe 9.8, onde os parafusos apresentam $\sigma_{rot} = 900 \text{ MPa}$.

Então, admitindo

$$\sigma_{adm} \leq 0,7 \cdot \sigma_{ced}$$

e,

$$\sigma_{ced} = \frac{8}{10} \cdot \sigma_{rot}$$
$$\Leftrightarrow \sigma_{ced} = \frac{8}{10} \cdot 900 = 720 \text{ MPa}$$

Então,

$$\sigma_{adm} \leq 0,7 \cdot 720 = 504 \text{ MPa}$$

Assim, recorrendo novamente à equação 4.5, calcula-se a área resistente mínima do parafuso, tendo $\sigma_{adm} = 504 \text{ MPa}$ e $F_t = 52,5 \text{ kN}$, tem-se que:

$$A_t = \frac{52500}{504} = 104,17 \text{ mm}^2$$

Ao ter a área resistente mínima, $A_t = 104,17 \text{ mm}^2$, consultando novamente a tabela 8-1 do *Shigley*, verifica-se que é necessário um parafuso M14 com área resistente 115 mm^2 . Assim, optou-se por 12 parafusos M14, de cabeça sextavada interior, de classe 9.8 para ligar o punção fixo à gaiola exterior.

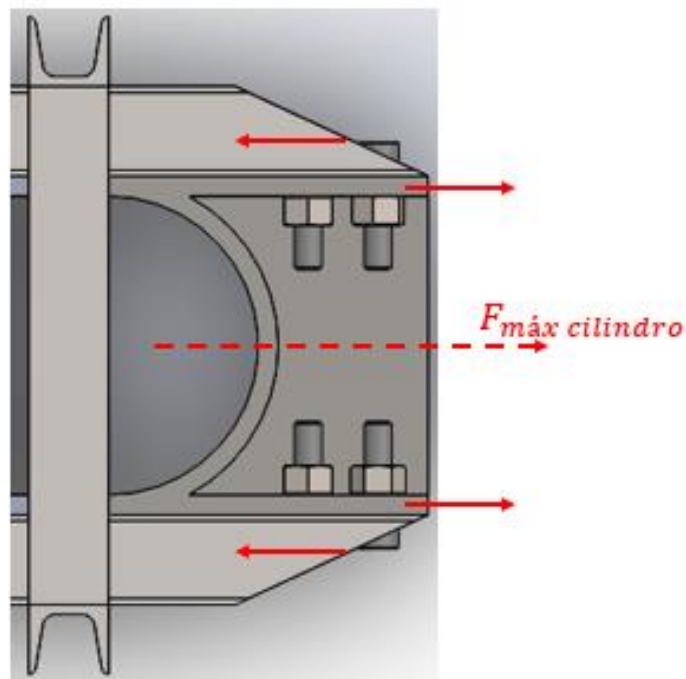


Figura 4.23 - Representação da ligação aparafusada entre a gaiola e o punção fixo

4.6.9 Equipamento hidráulico

Os componentes que fazem parte do sistema hidráulico irão estar colocados numa caixa debaixo da chapa inferior. A caixa será construída em chapa de aço DC01 com 5 mm de espessura. Nessa caixa estará o reservatório do fluido hidráulico, a bomba hidráulica, o motor elétrico que irá fornecer energia ao equipamento e todas as válvulas necessárias. Na Figura 4.24 pode-se ver uma representação simbólica dos componentes do sistema hidráulico. O componente de maior dimensão será o reservatório de fluido hidráulico que terá de ter capacidade para 6 litros, três deles para atuar o cilindro do sistema de corte e o restante para atuar o cilindro do sistema alçapão inferior, como calculado mais à frente.

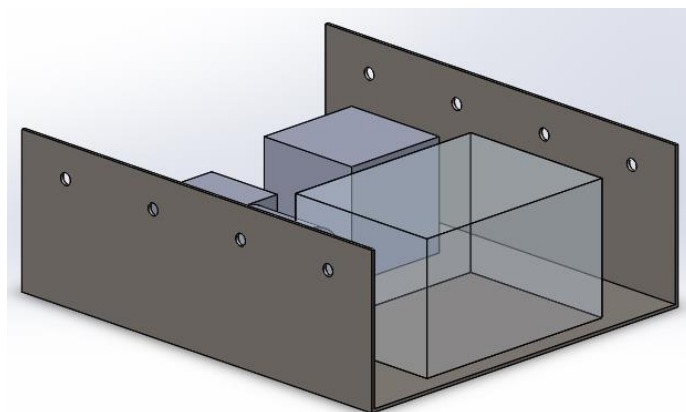


Figura 4.24 - Representação da caixa de suporte dos componentes do sistema hidráulico

Esta caixa estará ligada através de oito parafusos M10 a duas vigas em U em aço S355. Estas vigas em U têm secção com 3 mm de espessura, 60 mm de altura e 35 mm de aba, segundo a norma EN 10162, e serão do comprimento da chapa inferior, 1665 mm. Haverá ainda duas vigas com o mesmo perfil e 350 mm de comprimento soldadas às outras duas, de modo a formarem um retângulo (Figura 4.25). Esta estrutura retangular estará aparafusada a todo o perímetro da chapa inferior por dezoito parafusos M10 e servirá de ligação entre o sistema de corte e compactação e o sistema de atar e o chassis de reboque.

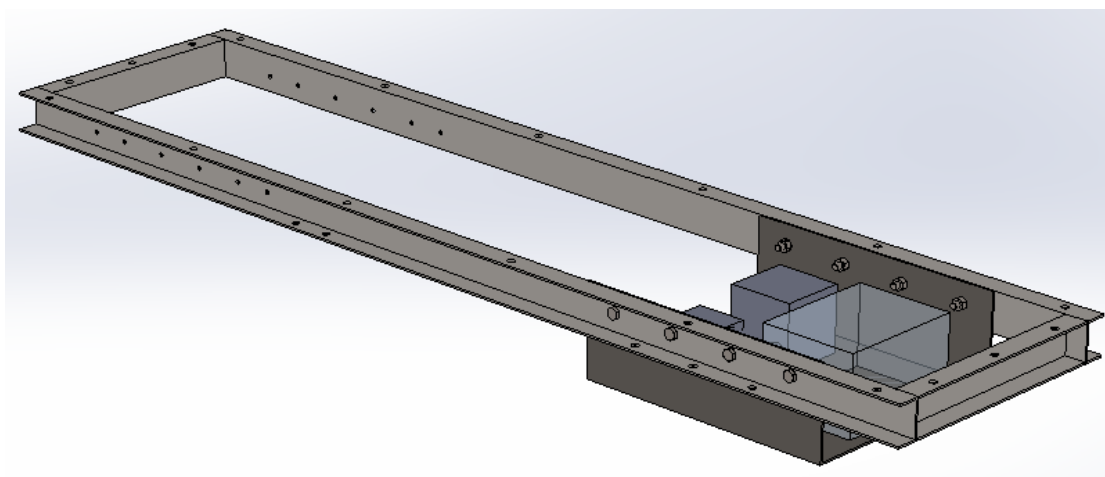


Figura 4.25 - Montagem da caixa de suporte na estrutura retangular

4.7 Gaiola exterior

4.7.1 Descrição da funcionalidade

A estrutura que irá conferir maior rigidez e robustez à caixa será denominada gaiola exterior e, tal como o nome indica, estará colocada em torno da caixa. Esta gaiola (Figura 4.26) será dimensionada para resistir a todos os esforços resultantes do processo de corte e compactação da matéria. Será construída com cantoneiras de abas iguais, perfis tubulares, e barras UPN, todos em aço estrutural S355. Este material é muito utilizado para a construção de estruturas metálicas por apresentar boas propriedades mecânicas e boa soldabilidade, o que para esta utilização é bastante útil, uma vez que todos os componentes vão estar ligados entre si por soldadura.

Para garantir a segurança das vigas, recorreu-se ao critério de que a tensão normal máxima deve ser inferior à tensão admissível do material. Começa-se por calcular o momento fletor máximo, $|M|_{max}$, a que a viga está sujeita e admite-se que a tensão normal máxima, σ_{max} , ocorre na secção onde o momento fletor é máximo. A tensão normal máxima tem de ser menor ou igual que a tensão admissível. Por segurança, admite-se que $\sigma_{adm} \leq \frac{1}{2} \sigma_{ced}$. Assim, através da equação 4.8 calcula-se o módulo de resistência mínimo, W_{min} , da viga.

$$W_{min} = \frac{|M|_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (4.8)$$

Tendo-se seleccionado a viga, faz-se ainda o cálculo da flecha máxima para garantir que esta não é superior a $L/400$.

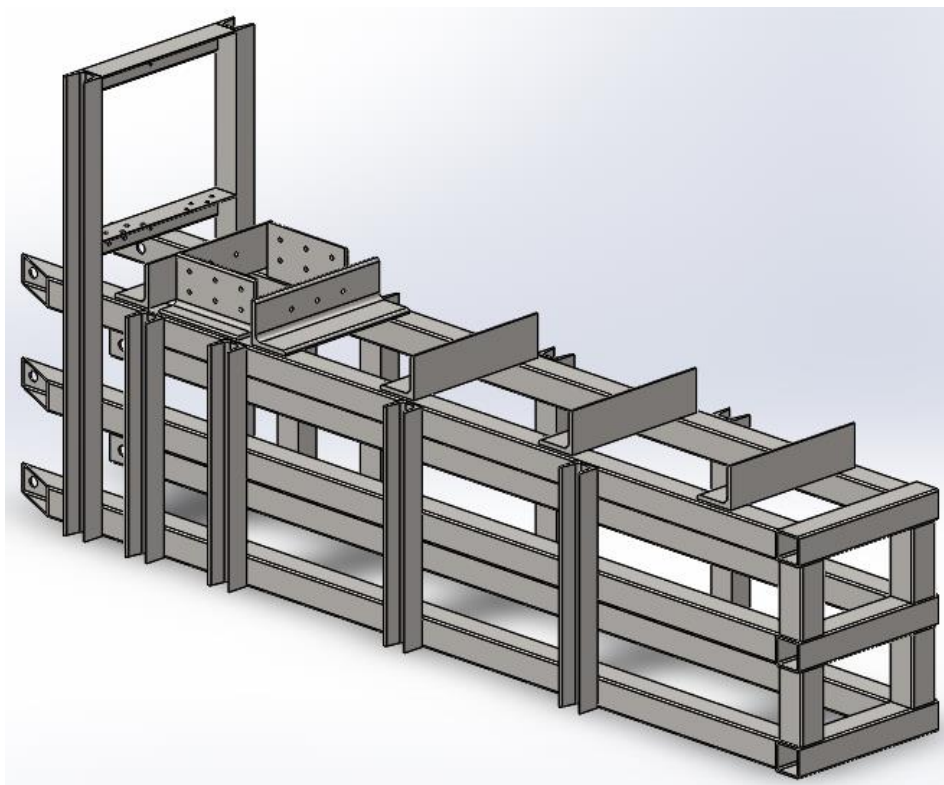


Figura 4.26 - Gaiola exterior

4.7.2 Viga de reforço do corte

Na gaiola exterior existe uma peça fundamental ao funcionamento da máquina. Esta peça é uma viga em forma de cantoneira (Figura 4.27) que é responsável por resistir à força de corte aplicada pelo cilindro hidráulico. Juntamente com a lâmina, esta é a peça responsável pelo corte da matéria inserida na máquina.

Foi escolhida a forma de cantoneira de abas iguais para possibilitar que numa das abas seja aparafusada a tremonha. O comprimento da viga terá de ser superior à largura da caixa, de modo que se optou por 240 mm. Visto ser uma peça fundamental ao processo de corte, as dimensões das abas e a espessura serão calculadas de modo a que a viga seja capaz de resistir à força máxima aplicada pelo cilindro de corte. Assim, tal como já descrito no método de dimensionamento, irá ser calculado o momento fletor máximo que esta terá de resistir para depois encontrar o módulo de resistência necessário.

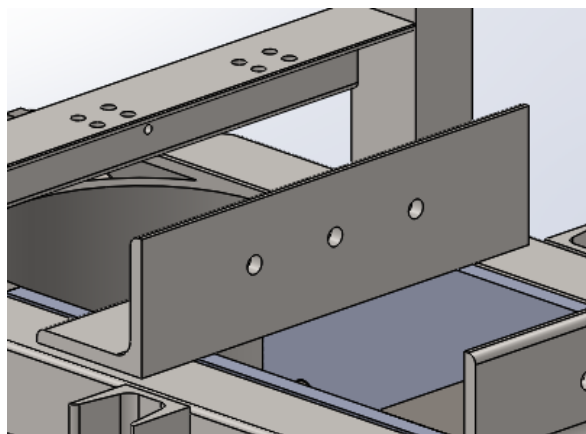


Figura 4.27 - Viga de reforço do corte na posição de serviço

Para efeitos de cálculo dimensional, considera-se que esta viga está simplesmente apoiada, tem um vão de 0,24 m e sustenta uma carga uniformemente distribuída de 125,6 kN/m, correspondente à força máxima aplicada pelo cilindro, em todo o seu comprimento e com direção perpendicular à aba furada, como se pode ver na Figura 4.28.

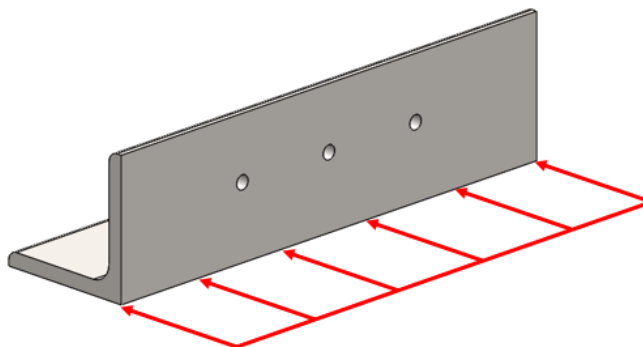


Figura 4.28 - Representação da carga distribuída na viga de reforço ao corte

A partir do diagrama de corpo livre da viga (Figura 4.29) e, através das equações 4.9 e 4.10 do equilíbrio de forças, determina-se a intensidade das reações nos apoios das extremidades A e B.

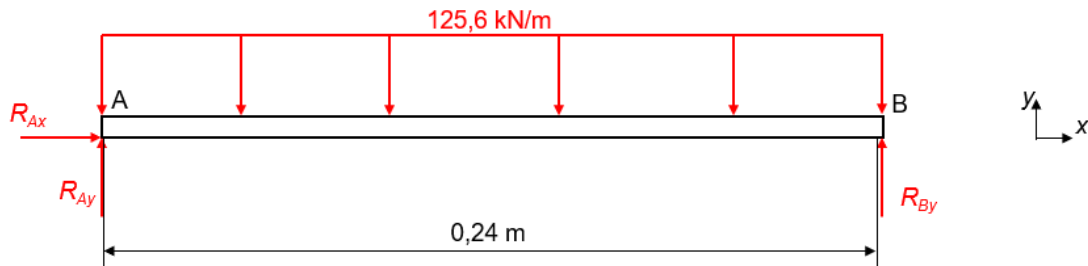


Figura 4.29 - Diagrama de corpo livre da viga de reforço do corte

$$\Sigma M_A = 0 \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow R_{By} \cdot 0,24 - 125,6 \cdot 0,24 \cdot \frac{0,24}{2} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{By} = 15,07 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.10)$$

$$\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} - 125,6 \cdot 0,24 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{Ay} = 15,07 \text{ kN}$$

Em seguida, traça-se o diagrama de esforço transverso. Na extremidade A da viga, o esforço transverso V_A é igual a R_{Ay} e utilizando a equação 4.11 pode-se calcular o esforço transverso V em qualquer ponto da viga.

$$V - V_A = - \int_0^x 125,6 \, dx \quad (4.11)$$

$$\Leftrightarrow V = V_A - 125,6 \cdot x$$

$$\Leftrightarrow V = 15,07 - 125,6 \cdot x$$

A curva de esforço transverso (Figura 4.30) é uma reta com declive negativo e com valores 15,07 kN para $x = 0$ e -15,07 kN para $x = 0,24$ m.

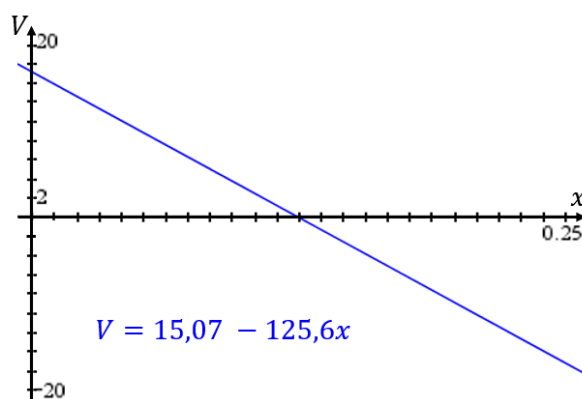


Figura 4.30 - Gráfico do esforço transverso da viga de reforço do corte

Para o cálculo do momento fletor M , tem-se que o valor de momento fletor $M_A = 0$ e a curva do momento fletor pode ser calculada através da equação 4.12.

$$\begin{aligned}
 M - M_A &= \int_0^x 15,07 - 125,6 \cdot x \, dx & (4.12) \\
 \Leftrightarrow M &= M_A + 15,07 \cdot x - \frac{125,6}{2} \cdot x^2 \\
 \Leftrightarrow M &= 15,07 \cdot x - \frac{125,6}{2} \cdot x^2
 \end{aligned}$$

Assim, tem-se que a curva do momento fletor (Figura 4.31) é uma parábola com concavidade voltada para baixo e com valor 0 para $x = 0$ e $x = 0,24$ m.

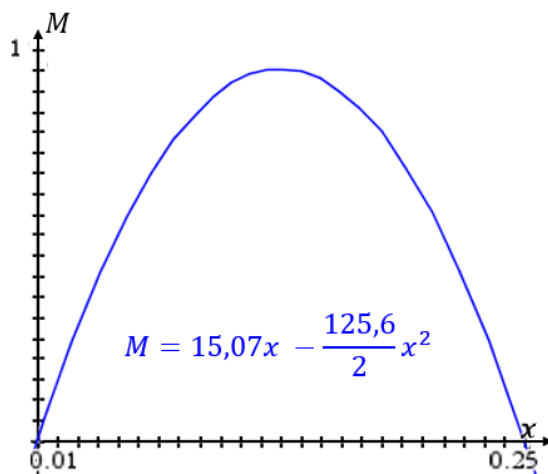


Figura 4.31 - Gráfico do momento fletor da viga de reforço do corte

O valor máximo do momento fletor ocorre a meio vão, $x = 0,12$ m, uma vez que o esforço transverso é zero nesse ponto, o que faz com que seja o ponto máximo da parábola do momento fletor. Assim, para $x = 0,12$ m tem-se:

$$M_{m\acute{a}x} = 15,07 \cdot 0,12 - \frac{125,6}{2} \cdot 0,12^2 = 0,90 \text{ kNm}$$

Tendo o valor de momento fletor máximo e, admitindo que a $\sigma_{adm} = \frac{1}{2} \sigma_{ced}$, pode-se então calcular o módulo de resistência mínimo, W_{min} , necessário para este componente pela equação 4.8:

Sendo $|M|_{max} = 0,90 \text{ kNm}$ e $\sigma_{adm} = 177,5 \text{ MPa}$

$$W_{min} = 5,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 5,07 \text{ cm}^3$$

De modo a estar do lado da segurança e, uma vez que foi feita uma aproximação nos apoios da viga, escolheu-se uma cantoneira com módulo de resistência $W = 7,18 \text{ cm}^3$ com as dimensões 65x65x7 mm segundo a norma dimensional NP EN 10056-1. Estas cantoneiras podem ser encomendadas ao fabricante J Soares Correia.

Tendo a viga selecionada, pode-se fazer o cálculo da flecha máxima e comparar esse valor com o critério escolhido. Para cargas distribuídas sobre vigas simplesmente apoiadas, a flecha máxima, $y_{m\acute{a}x}$, é calculada pela equação 4.13:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 \cdot \omega \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (4.13)$$

Sendo $\omega = 125,6 \text{ kN/m}$, $L = 240 \text{ mm}$, $E = 210 \text{ GPa}$ e $I = 33,4 \text{ cm}^4$, temos:

$$|y_{m\acute{a}x}| = 7,75 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Como $\frac{L}{400} = 6 \times 10^{-4} \text{ m} > |y_{m\acute{a}x}|$, então não haverá problema de flexão da viga.

Esta viga estará ligada a duas vigas longitudinais através de soldadura de canto. Visto ser um componente sujeito a forças muito grandes é fundamental que a ligação soldada consiga suportar os esforços. Assim, irá ser calculada a dimensão h que corresponde  altura do cateto do triângulo retângulo que representa a secção transversal do cordão de soldadura. Para o dimensionamento do cordão de soldadura, considera-se que a viga está soldada em todo o perímetro das áreas de contacto com as vigas longitudinais e que a força que terá de suportar provoca um momento perpendicular ao plano do cordão. Visto que o conjunto  simétrico, considera-se que a força está dividida de igual forma pelas duas áreas de contacto. Assim, a força que irá provocar o momento perpendicular ao plano do cordão é igual a metade da força máxima aplicada pelo cilindro (Figura 4.32).

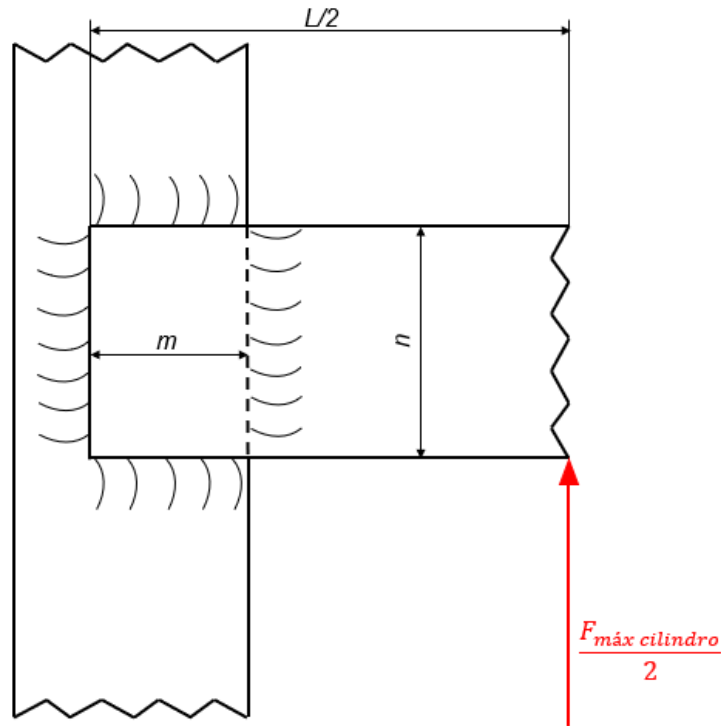


Figura 4.32 - Representação da ligação soldada

Sendo $\frac{L}{2} = 120 \text{ mm}$ e $\frac{F_{\text{máx cilindro}}}{2} = 62,8 \text{ kN}$, temos que o momento perpendicular ao plano do cordão, M , é:

$$M = \frac{L}{2} \cdot \frac{F_{\text{máx cilindro}}}{2} = 7,5 \text{ kNm}$$

Uma vez que o momento M é o único carregamento, então pelo critério de Tresca, obtém-se a tensão de comparação $\sigma_{\text{com}} = 2\tau = 2 \frac{M \cdot r}{J}$, em que r corresponde à distância do eixo neutro ao ponto mais afastado do cordão e J ao segundo momento polar de área da secção crítica do cordão relativamente ao eixo neutro.

Como $m = 0,035 \text{ m}$ e $n = 0,065 \text{ m}$, então:

$$r = \sqrt{\left(\frac{m}{2}\right)^2 + \left(\frac{n}{2}\right)^2} = 0,037 \text{ m}$$

O valor de J pode-se obter através da relação $J = h' \cdot J_u$, onde $h' = \frac{\sqrt{2}}{2} h$ e J_u é o segundo momento polar de área por unidade de comprimento da secção crítica que, para secção retangular, é dado por $J_u = \frac{(m+n)^3}{6}$.

Temos então, $J_u = 1,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, logo $J = \frac{\sqrt{2}}{2} h \cdot 1,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, onde h se mantém como incógnita.

Assim temos $M = 7,5 \text{ kNm}$, $r = 0,037 \text{ m}$ e $J = \frac{\sqrt{2}}{2} h \cdot 1,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, logo:

$$\sigma_{com} = \frac{4,7 \times 10^6}{h} \text{ N/m}$$

Admitindo que o material de adição terá as mesmas propriedades que o material das vigas, $\sigma_{adm} = 177,5 \text{ MPa}$, temos que $\sigma_{com} \leq \sigma_{adm}$. Pode-se assim calcular a altura h da seguinte maneira:

$$\frac{4,7 \times 10^6}{h} \leq \frac{177,5 \times 10^6}{\text{m}}$$

$$\Leftrightarrow h = 0.03 \text{ m}$$

Opta-se então por um cordão de soldadura com $h = 0.04 \text{ m}$ para dar uma margem de segurança e garantir que a ligação soldada não cede.

Esta viga terá também a função de fixar a tremonha à estrutura através de três parafusos que estarão na aba vertical. Na face oposta da tremonha estará outra cantoneira igual, mas em posição simétrica, para fixar outra face da tremonha. Na restante estrutura da gaiola exterior existirão mais três cantoneiras, soldadas de igual modo às vigas longitudinais para evitar que estas sofram encurvadura (Figura 4.33).

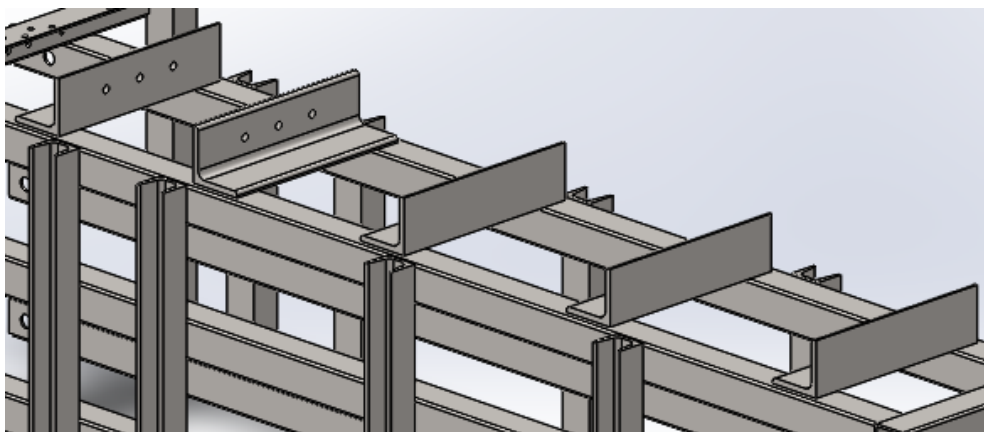


Figura 4.33 - Conjunto de cantoneiras nas suas posições de serviço

4.7.3 Vigas traseiras

Outro componentes da gaiola exterior que estará sujeito a esforços mais elevados são as vigas traseiras, que terão de suportar a força aplicada pelo cilindro hidráulico. Por forma a apoiar a face da caixa onde está aparafusado o suporte do cilindro hidráulico e conferir a robustez necessária para que esta não se deforme, optou-se por colocar três vigas com perfil tubular na horizontal. Estas vigas terão 270 mm de comprimento e estarão colocadas paralelas entre si e distribuídas de forma equidistante (Figura 4.34), sendo que as vigas 1 e 3 estarão tangentes à parte superior e inferior da caixa, respetivamente.

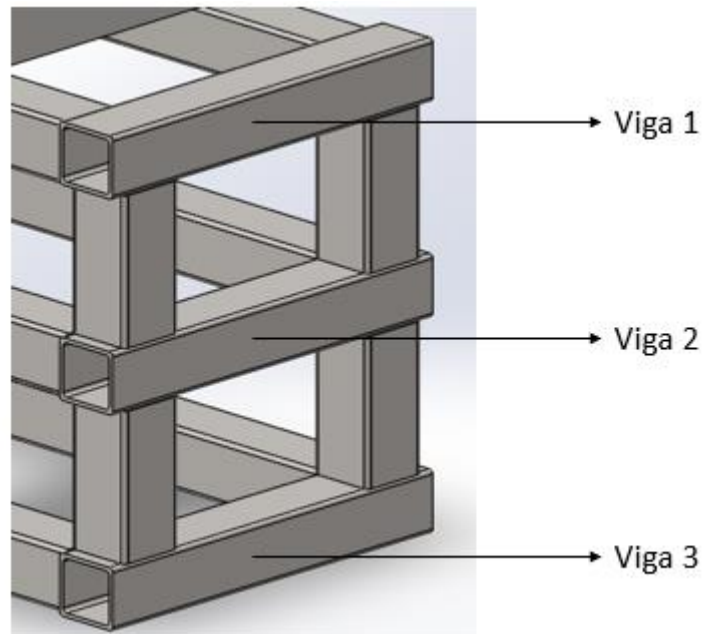


Figura 4.34 - Distribuição das vigas traseiras

Uma vez que os maiores esforços estarão na zona superior da estrutura, devido a esta ser a zona onde será feito o corte, a viga superior, viga 1, terá de suportar metade da força máxima produzida pelo cilindro. A restante força estará dividida igualmente pelas vigas 2 e 3. Assim, o dimensionamento da secção destas vigas será feito através do cálculo do módulo de resistência necessário para a viga 1, que estará sujeita a uma carga mais elevada. Optou-se logo desde início por um perfil tubular com secção quadrada. As restantes dimensões da secção serão resultado do módulo de resistência calculado.

O método de cálculo a utilizar será o mesmo que foi utilizado para a viga de reforço do corte. Partindo, mais uma vez, da aproximação de que a viga está simplesmente apoiada, com vão igual a 0,27 m e tem uma carga distribuída uniformemente em todo o seu comprimento de valor igual a 62,8 kN/m, correspondente a metade da força máxima do cilindro hidráulico de corte.

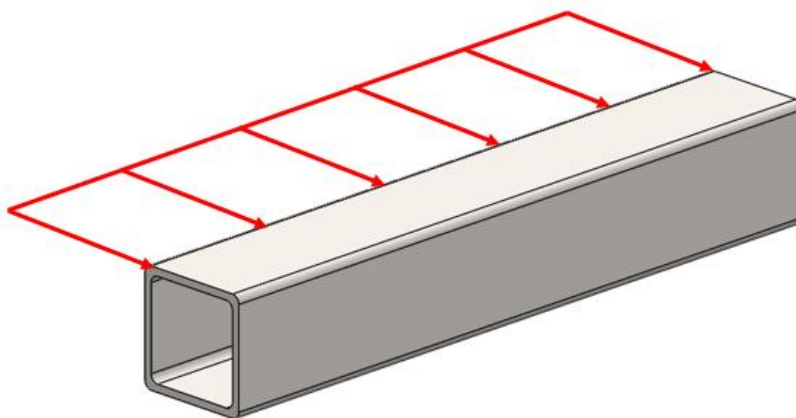


Figura 4.35 - Representação da carga distribuída na viga traseira

A partir do diagrama de corpo livre da viga inteira (Figura 4.36) e através das equações 4.9 e 4.10 do equilíbrio de forças, determina-se qual a intensidade das reações nos apoios das extremidades A e B.

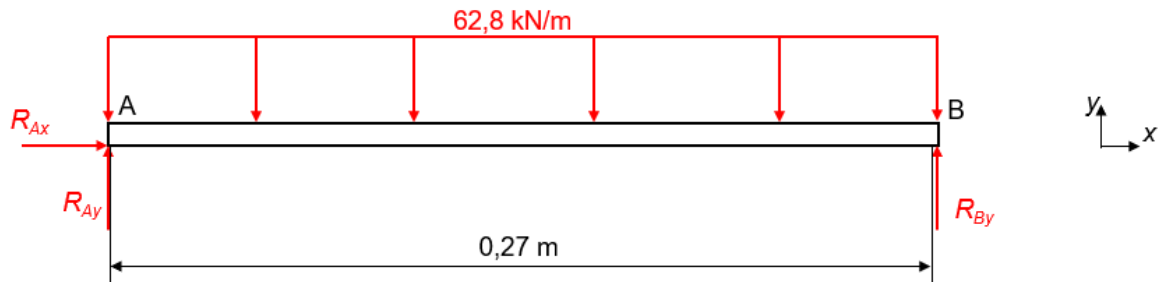


Figura 4.36 - Diagrama de corpo livre da viga traseira

$$\Sigma M_A = 0 \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow R_{By} \cdot 0,27 - 62,8 \cdot 0,27 \cdot \frac{0,27}{2} = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{By} = 8,48 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (4.10)$$

$$\Rightarrow R_{Ay} + R_{By} - 62,8 \cdot 0,27 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{Ay} = 8,48 \text{ kN}$$

Em seguida, traça-se o diagrama de esforço transversor. Na extremidade A da viga, o esforço transversor V_A é igual a R_{Ay} e, utilizando a equação 4.14, pode-se calcular o esforço transversor em qualquer ponto da viga.

$$V - V_A = - \int_0^x 62,8 \, dx \quad (4.14)$$

$$V = V_A - 62,8 \cdot x$$

$$V = 8,48 - 62,8 \cdot x$$

A curva de esforço transversor (Figura 4.37) é uma reta com declive negativo e com intensidade 8.48 kN para $x = 0$ e -8.48 kN para $x = 0.27$ m.

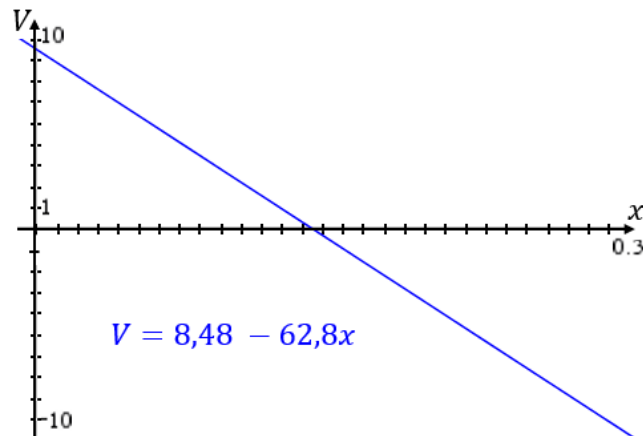


Figura 4.37 - Gráfico do esforço transverso da viga traseira

Para o cálculo do momento fletor M , tem-se que o valor de momento fletor $M_A = 0$ e a curva do momento fletor pode ser calculada através da equação 4.15.

$$M - M_A = \int_0^x 8,48 - 62,8 \cdot x \, dx \quad (4.15)$$

$$M = M_A + 8,48 \cdot x - \frac{62,8}{2} \cdot x^2$$

$$M = 8,48 \cdot x - \frac{62,8}{2} \cdot x^2$$

Assim, tem-se que a curva do momento fletor é uma parábola com concavidade voltada para baixo e de valor 0 para $x = 0$ e $x = 0,27$ m.

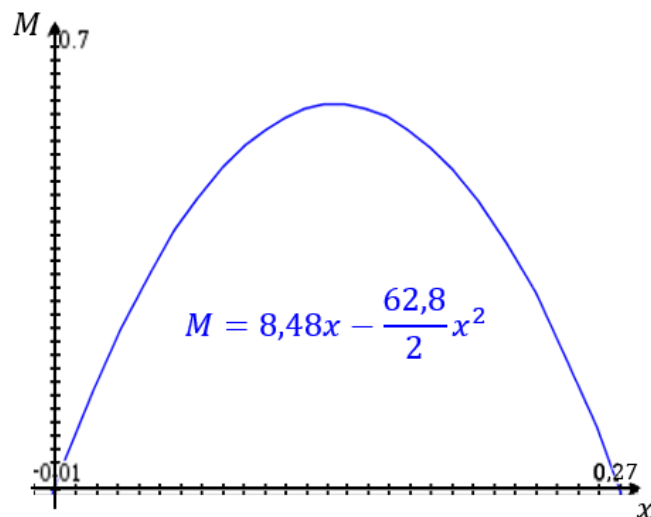


Figura 4.38 - Gráfico do momento fletor da viga traseira

O valor máximo do momento fletor ocorre a meio vão, $x = 0,135$ m, uma vez que o esforço transverso é zero nesse ponto, o que faz com que seja o ponto máximo da parábola do momento fletor. Assim, para $x = 0,135$ m tem-se:

$$M_{m\acute{a}x} = 8,48 \cdot 0,135 - \frac{62,8}{2} \cdot 0,135^2 = 0,57 \text{ kNm}$$

Tendo o valor de momento fletor máximo e admitindo que a $\sigma_{adm} = \frac{1}{2} \sigma_{ced}$, pode-se então calcular o módulo de resistência mínimo necessário para este componente através da equação 4.8:

Sendo $|M|_{max} = 0,57 \text{ kNm}$ e $\sigma_{adm} = 177,5 \text{ MPa}$

$$W_{min} = 3,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,21 \text{ cm}^3$$

Visto que esta viga é um componente estrutural com grande importância no suporte de a toda a estrutura, optou-se por sobredimension-la para garantir que resiste com facilidade aos esforços a que estará sujeita. Assim, o perfil tubular escolhido para esta viga tem as dimensões 45x45x3 mm e módulo de resistência $W = 6,11 \text{ cm}^3$ de acordo com a norma NP EN 10219 para perfis ocos. O fabricante será o mesmo que o das cantoneiras, a empresa J Soares Correia.

Depois de escolhida a viga, procede-se ao cáculo da flecha máxima para comparar esse valor com o critério admitido. Tal como na viga de reforço ao corte, tmbm esta terá de suportar uma carga distribuída em todo o seu comprimento, pelo que o cáculo da flecha máxima para este carregamento é feito pela equação 4.13:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 \cdot \omega \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I} \quad (4.13)$$

Para este caso tendo $\omega = 62,8 \text{ kN/m}$, $L = 270 \text{ mm}$, $E = 210 \text{ GPa}$ e $I = 13,77 \text{ cm}^4$, temos:

$$|y_{m\acute{a}x}| = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Como $\frac{L}{400} = 6,8 \times 10^{-4} \text{ m} > |y_{m\acute{a}x}|$, então não haverá problema de flexão na viga.

Cada viga traseira estará soldada à extremidade de duas vigas longitudinais através de soldadura de canto com o cordão em torno da secção da viga longitudinal. As características da soldadura serão as mesmas que as da ligação soldada da viga de reforço do corte com as vigas longitudinais.

4.7.4 Vigas longitudinais

Estas vigas (Figura 4.39) terão a função de dar resistência às faces laterais da caixa, pelo que o comprimento destas será 1510 mm, superior ao comprimento da caixa, uma vez que numa das extremidades estará aparafusado o punção fixo. O perfil será tubular de secção quadrada igual ao das vigas traseiras, ou seja, 45x45x3 mm.

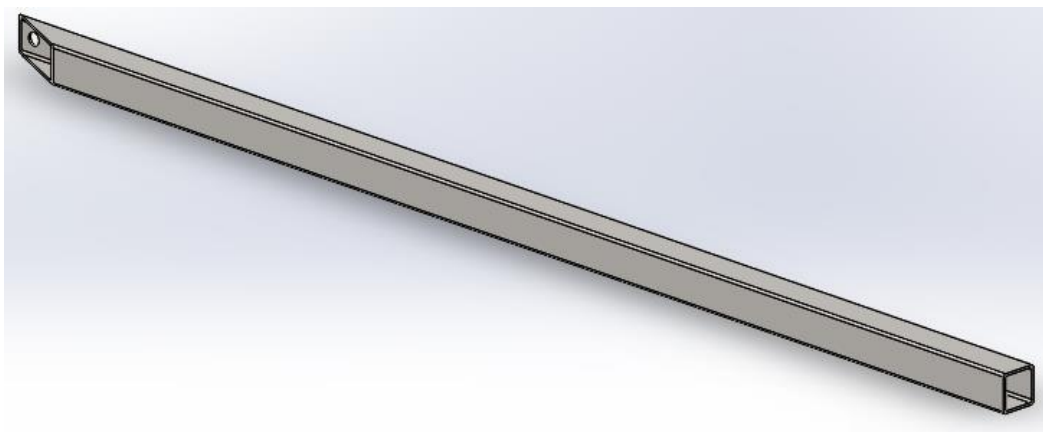


Figura 4.39 - Viga longitudinal

Serão seis as vigas longitudinais presentes na gaiola exterior (Figura 4.40) e, tal como as vigas traseiras, também estarão divididas por “andares”, uma vez que estarão soldadas a estas.

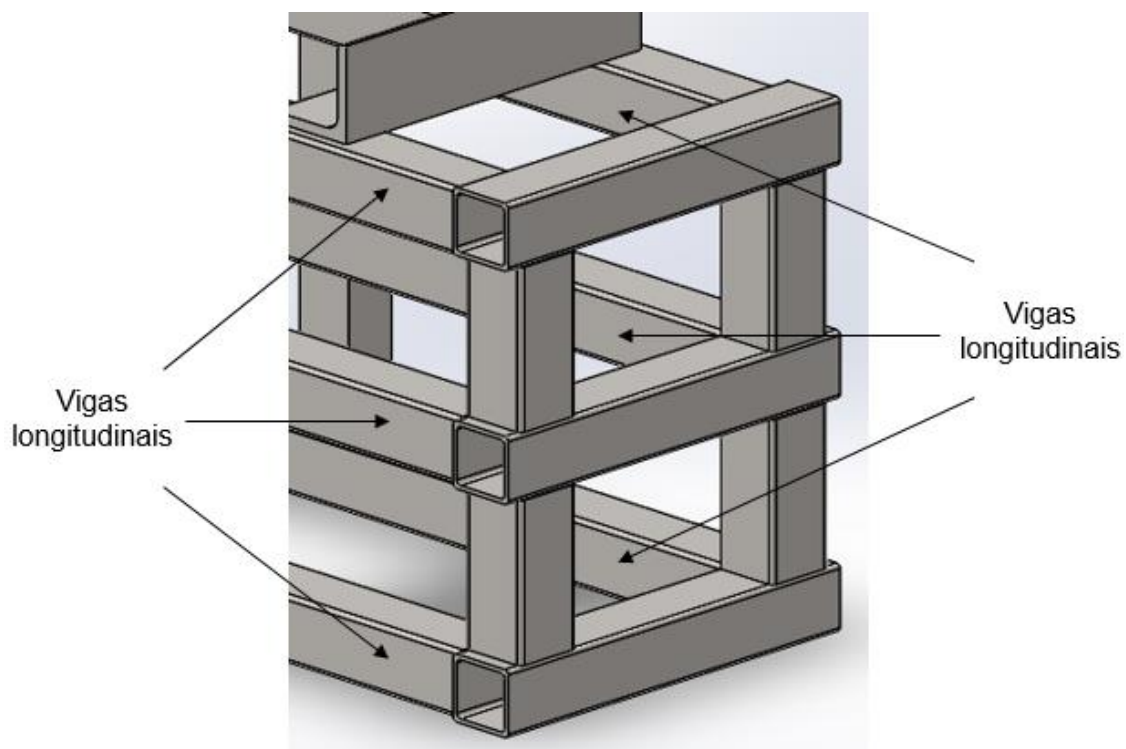


Figura 4.40 - Vista da extremidade anterior da posição de serviço das vigas longitudinais

Na outra extremidade estará aparafusado o punção fixo através da ligação aparafusada já dimensionada (Figura 4.41). Nesta extremidade, as vigas terão um corte de 25 graus para permitir que o parafuso seja aparafusado apenas na face que está em contacto com a caixa, no lugar de estar na face oposta, para assim evitar o esmagamento do perfil.

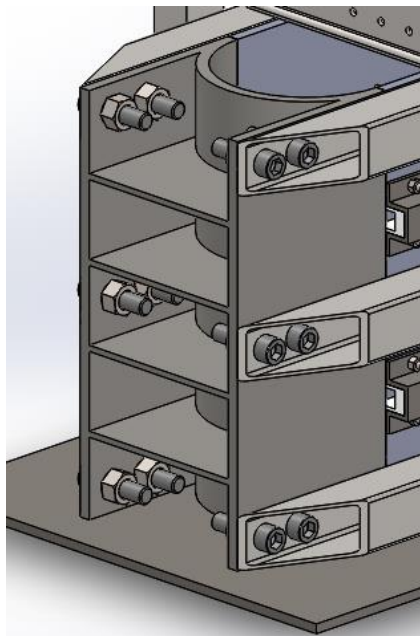


Figura 4.41 - Vista posterior da ligação aparafusada entre as vigas longitudinais e o punção fixo

4.7.5 Vigas de reforço

Na extremidade da estrutura onde estão as vigas traseiras existirão quatro vigas de ligação, com a mesma secção tubular que as outras, colocadas na vertical e soldadas às vigas traseiras fazer a ligação de cada "andar" (Figura 4.42). Assim, garante-se o correto posicionamento das vigas traseiras e reforça-se toda a estrutura. O cordão de soldadura terá a mesma secção transversal que o cordão já dimensionado.

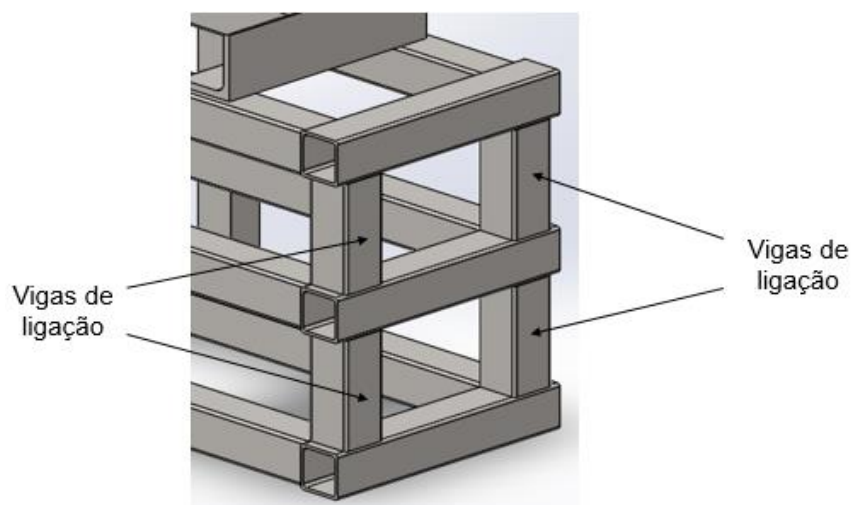


Figura 4.42 - Vista da extremidade anterior da posição de serviço das vigas de ligação

Na gaiola exterior existirão ainda dez vigas UPN 40 segundo a NP 338, oito delas de igual dimensão e duas de maior comprimento, todas com a mesma secção transversal. As vigas estarão distribuídas pelas duas faces laterais da estrutura, cinco de cada lado, perpendicularmente às vigas longitudinais (Figura 4.43). Todas elas estarão soldadas às vigas longitudinais no perímetro da área de contado entre as vigas.

As oito vigas iguais terão comprimento igual à altura da caixa, 350 mm, e têm como finalidade conferir resistência às vigas longitudinais, para evitar que sofram encurvadura resultante dos esforços de corte da matéria durante o processo. Na zona onde será feito o corte dos ramos, estas vigas estarão mais próximas umas das outras uma vez que é a zona onde haverá maior concentração de forças.

As duas vigas de maior comprimento medirão 670 mm e servirão também de reforço às vigas transversais, mas terão ainda outra função que é a de suporte ao sistema pinhão cremalheira através de duas cantoneiras com as dimensões 40x40x4 mm que estarão soldadas a si.

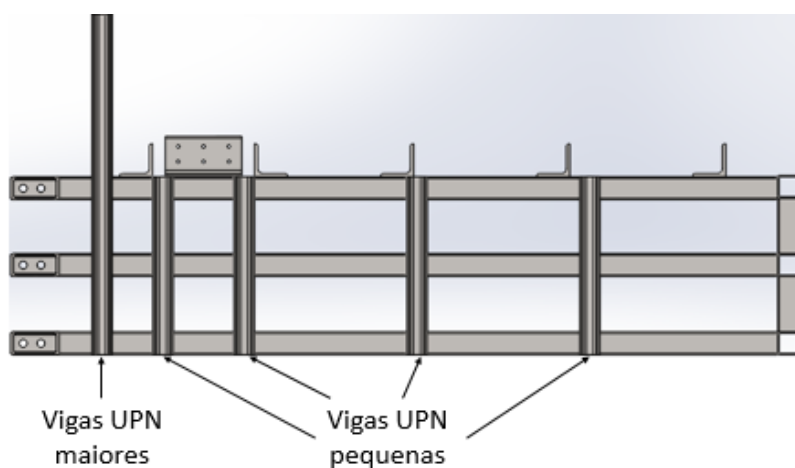


Figura 4.43 - Vista lateral da gaiola exterior

Ainda pertencentes à gaiola, mas apenas para reforçar a ligação da tremonha à estrutura, haverá duas cantoneiras de abas desiguais de secção 80x40x6 mm que estarão soldadas às vigas transversais do andar superior. Optou-se neste caso por cantoneira de abas desiguais para ser possível acomodar mais parafusos na aba maior onde estará aparafusada a tremonha. A aba mais pequena estará soldada à viga transversal respetiva, em todo o seu perímetro.

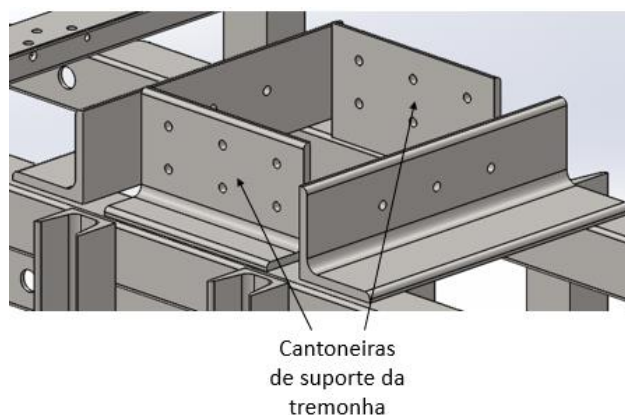


Figura 4.44 - Vista da posição de serviço das cantoneiras de suporte da tremonha

4.7.6 Coberturas

Uma vez que o conjunto composto pelo sistema hidráulico de corte e a gaiola exterior deixam o equipamento no interior da caixa descoberto para facilitar alguma intervenção, é necessária a colocação de uma cobertura para impedir que entrem resíduos para este espaço (Figura 4.45). Assim, haverá duas coberturas, uma frontal, entre a tremonha e o sistema pinhão cremalheira, e outra maior atrás, que vai desde a tremonha até ao fim da máquina. Estas duas coberturas serão feitas em chapa de aço DC01 com 3 mm de espessura e estarão ligadas à gaiola exterior por dezasseis parafusos auto roscantes.

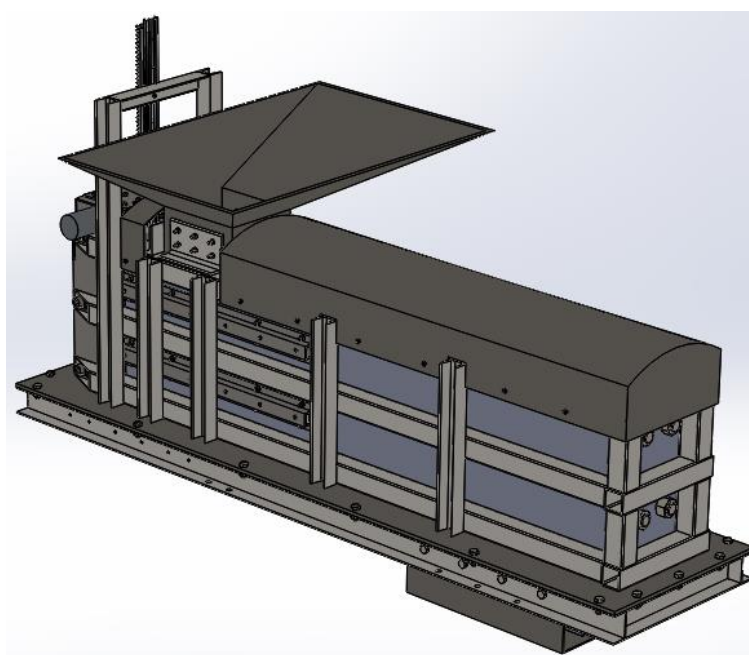
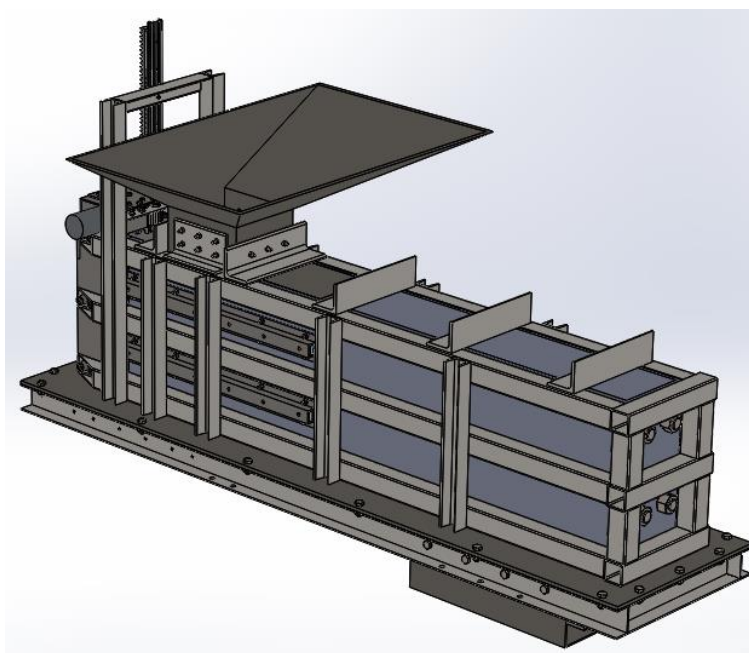


Figura 4.45 - Conjunto sistema hidráulico de corte mais gaiola exterior sem coberturas (em cima) e com coberturas (em baixo)

4.8 Sistema de atar

4.8.1 Descrição do sistema

Depois do fardo estar compactado, é necessário garantir a sua forma para que este não se desintegra depois de processado. Assim, por forma a garantir a integridade do fardo, irá ser desenvolvido o sistema de atar que será responsável por todo o processo de posicionar o fardo e de depositar fio em volta deste.

Depois do fardo assumir a sua forma e volume final, um sistema com um alçapão colocado por baixo da chapa inferior irá abrir, deixando o orifício da chapa inferior aberto, permitindo assim que o fardo passe por este. Para empurrar o fardo através deste orifício, existirá um sistema composto por um pinhão e cremalheira que terá acoplado a si um batente em chapa de forma circular, que irá encaminhar o fardo. Assim, o volume de material será colocado dentro de um sistema rotativo responsável pela deposição de fio em torno do fardo para lhe conferir rigidez e garantir a sua integridade. Nesse momento, a parte superior do fardo ainda está a ser compactada pelos punções, enquanto a extremidade inferior começará a estar envolvida em fio. O fio será depositado em três níveis (Figura 4.46), havendo em cada nível uma sobreposição ao fio depositado na volta anterior. A distância entre os níveis depende da possibilidade do fardo ainda estar preso pelos punções, pelo que o último nível encontra-se a 120 mm do fim do fardo. Caso se diminuísse essa distância já não seria possível fixar o fardo no local para o fio ser depositado. Em cada nível, o número de voltas que o fio dá em redor do fardo pode ser ajustado, sendo tipicamente recomendado entre 4 a 6 voltas. O fio será de um material biodegradável, por exemplo sisal, para ser possível arder juntamente com o fardo sem produzir resíduos nocivos. Após finalizado o processo de deposição do fio, o fardo é encaminhado para o exterior da máquina por uma rampa de saída.

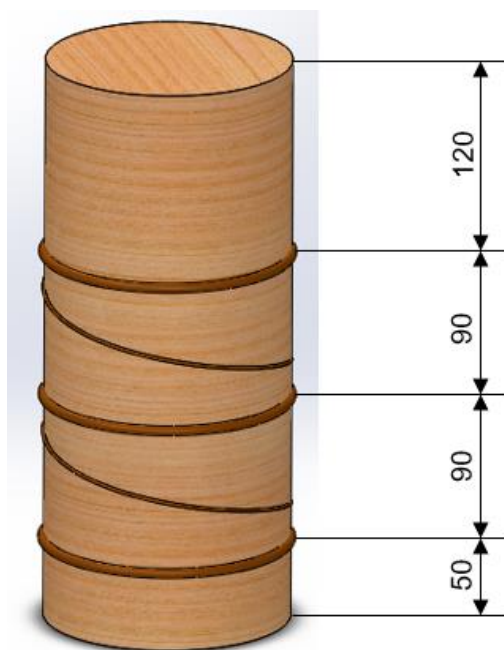


Figura 4.46 - Representação do fardo com o fio enrolado e a distância entre os níveis, em mm

4.8.2 Sistema alçapão inferior

Após o fardo estar formado e pronto a ser atado, é dada ordem ao alçapão, que está a cortar a ligação entre a zona de compactação e a zona de atar, para abrir e permitir a passagem do fardo. Este sistema alçapão interior (Figura 4.47) é composto por uma chapa em aço atuada por um cilindro hidráulico que corre sobre duas calhas, uma de cada lado. Todo o sistema estará ligado às vigas em U, por baixo da chapa inferior, através de doze parafusos M10, com exceção do cilindro hidráulico que estará apoiado no suporte do sistema rotativo de engrenagens, descrito mais à frente.

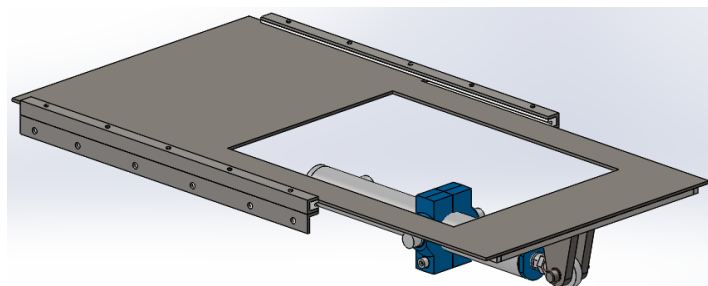


Figura 4.47 - Sistema alçapão inferior

Na Figura 4.48 pode-se ver as duas posições de funcionamento, com o alçapão a fechar a ligação entre as zonas (em cima) e o alçapão aberto para permitir a passagem do fardo (em baixo). O cilindro hidráulico encontra-se suprimido nesta representação.

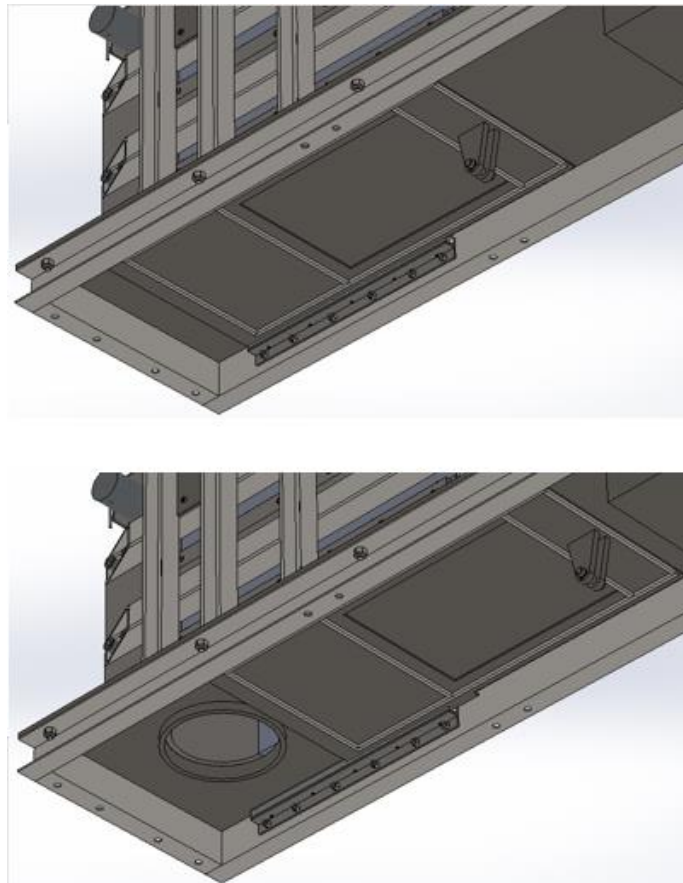


Figura 4.48 - Vista de baixo do equipamento das duas posições de funcionamento do sistema alçapão inferior

Alçapão

É a peça que está em contacto com a chapa inferior e é responsável por sustentar o farto quando este está a ser compactado. Será produzida em chapa de aço DC01, com 3 mm de espessura, e tem forma retangular, com as medidas máximas de 650 mm de comprimento e 330 mm de largura. Como forma de diminuir o peso da estrutura, só a parte do alçapão que está a cortar a ligação da zona de compactação é que tem material em toda a área (Figura 4.49).

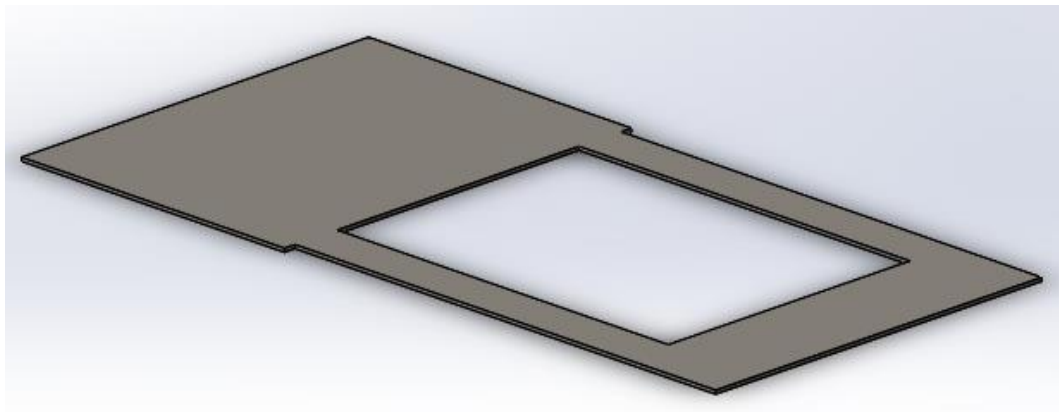


Figura 4.49 - Alçapão

Na face inferior do alçapão estarão soldadas duas peças em forma de forquilha, do mesmo material que o alçapão, onde será ligado o cilindro hidráulico que lhe dará movimento. Uma vez que esta peça estará sujeita a esforços, principalmente devido ao seu comprimento, será soldada, na face inferior, uma estrutura composta por seis vergalhões de secção quadrada com 6 mm de lado em aço S355, com o objetivo de lhe conferir maior rigidez (Figura 4.50).

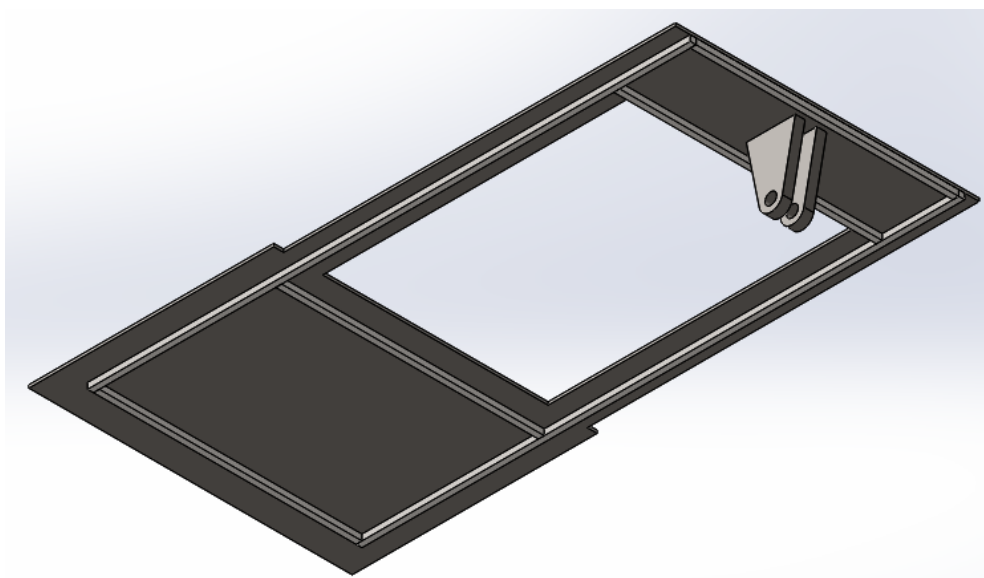


Figura 4.50 - Vista de baixo do alçapão com a forquilha e a estrutura de reforço

Calhas

Para estas calhas (Figura 4.51) optou-se por um material com baixo coeficiente de atrito para facilitar o deslizamento do alçapão. Assim, a escolha recaiu sobre um polietileno de alta densidade, PEAD, que alia o baixo peso à boa resistência, adequando-se a esta utilização. Existirão duas, uma de cada lado da chapa, com 400 mm de comprimento, distância suficiente para suportar o alçapão na sua deslocação, e 10 mm de altura.

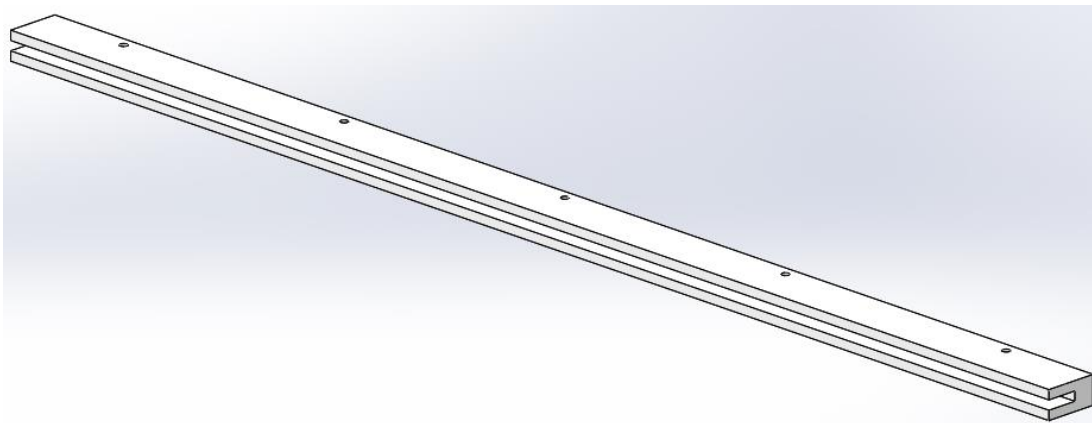


Figura 4.51 - Calha de deslizamento em PEAD

Para proteger as calhas deslizantes, e para as fixarem na posição correta, cada uma estará aparafusada através de cinco parafusos M4, uma vez que os esforços são residuais, a um perfil em U com 3 mm de espessura e com o mesmo comprimento das calhas. Este conjunto das calhas mais o perfil em U, estará ainda ligado a uma cantoneira que o fixará na sua posição de serviço (Figura 4.52).

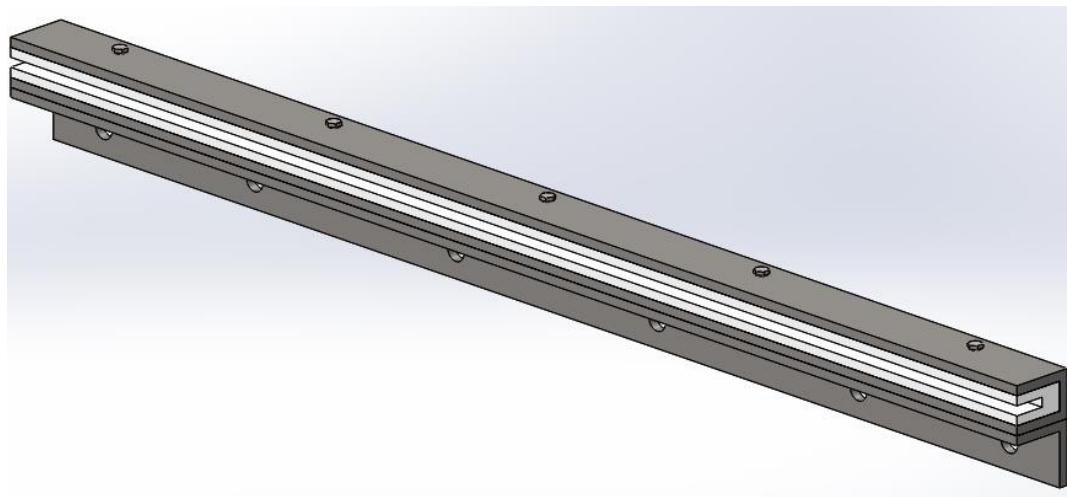


Figura 4.52 - Conjunto das calhas com a estrutura de suporte

Os cinco parafusos M4 irão atravessar toda a altura da calha para ligarem o perfil em U à cantoneira. A superfície de deslizamento terá 6 mm de largura. Todas as dimensões da secção transversal da calha de deslizamento estão mostradas na Figura 4.53.

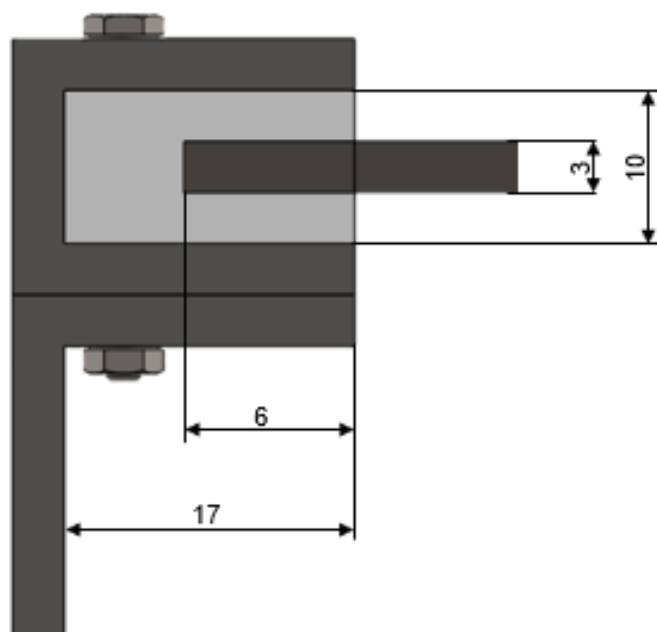


Figura 4.53 - Representação das dimensões do perfil da calha de deslizamento, em mm

No movimento de translação do alçapão, esta ultrapassa por completo os limites da calha para garantir que não existe acumulação de resíduos na área de deslizamento (Figura 4.54).

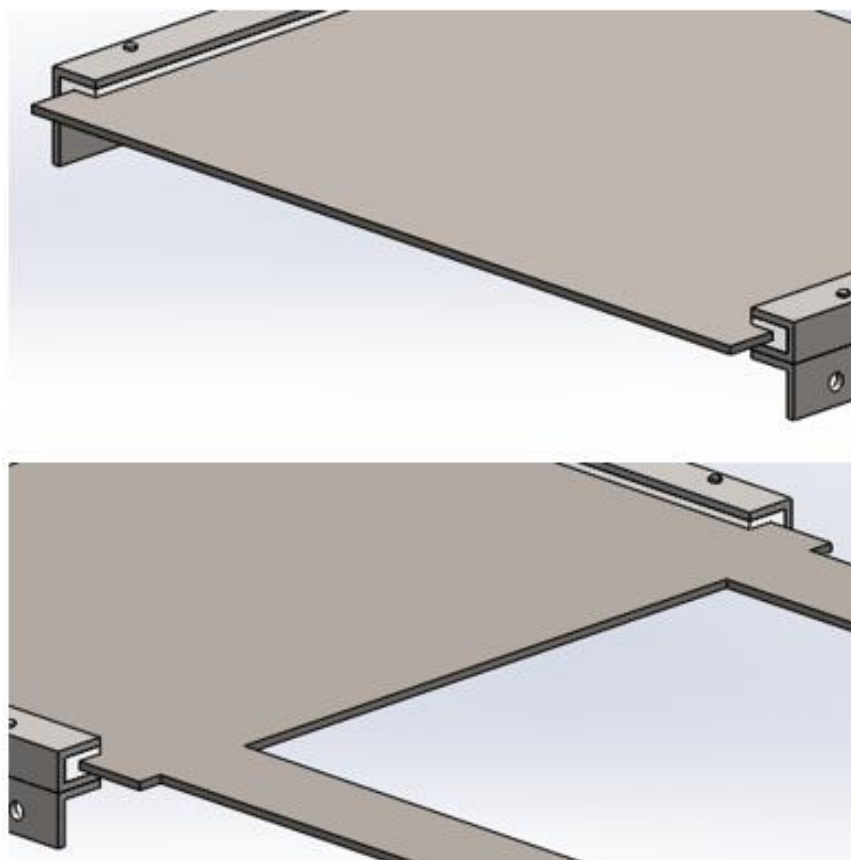


Figura 4.54 - Pormenor do alçapão a ultrapassar os limites da calha quando está fechado (em cima) e quando está aberto (em baixo)

Cilindro hidráulico inferior

O elemento responsável pelo movimento do alçapão será um cilindro hidráulico, denominado cilindro hidráulico inferior para se distinguir do cilindro hidráulico responsável pelo corte. O cilindro escolhido para este mecanismo será do mesmo fabricante que o outro cilindro hidráulico, *Bosch Rexroth*, mas neste caso o fator crítico para a escolha do equipamento será o curso máximo necessário e não a força máxima capaz de produzir, uma vez que neste mecanismo os esforços são muito baixos. Assim, através da Figura 4.55, vê-se que o espaço que o alçapão tem de percorrer para abrir e fechar o orifício da chapa inferior é 200 mm, pelo que esse será o curso que o cilindro terá de ter. Optou-se então por um cilindro do tipo *mill* com a referência CDL2 e uma montagem do tipo MT4 e, após consultar o catálogo do fabricante, e mais especificamente a tabela dos cursos máximos admissíveis, escolheu-se um cilindro que, para a posição de funcionamento, apresenta um curso máximo de 245 mm, superior aos 200 mm necessários (Anexo 3). Estas características pertenciam a um cilindro com diâmetro interior do corpo de 32 mm e diâmetro do braço extensível de 18 mm. Para a ligação do cilindro ao alçapão, existirá um olhal enroscado à extremidade do braço extensível do cilindro que irá estar ligado à forquilha soldada ao alçapão por um perno com dois freios de retenção. O cilindro hidráulico escolhido tem a referência CDL2MT4/32/18/200C1X/B11/CLUMWW.

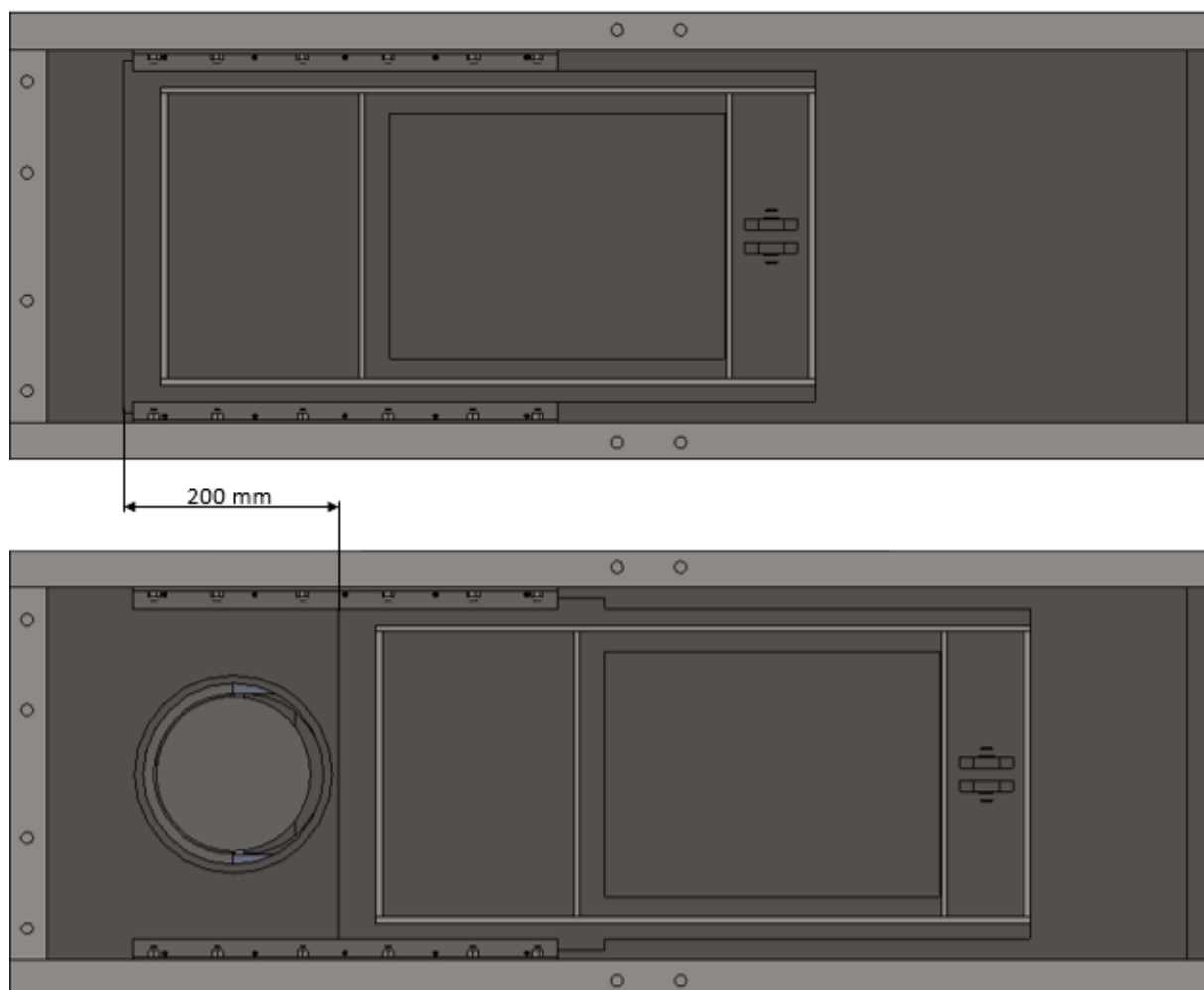


Figura 4.55 - Representação do espaço a percorrer pelo alçapão

O cilindro (Figura 4.56) estará fixo à estrutura através de dois suportes com a referência CLTB16 (Anexo 3), fornecido também pelo mesmo fabricante *Bosch Rexroth*, que estarão aparafusados a uma base de apoio, apresentada mais à frente.

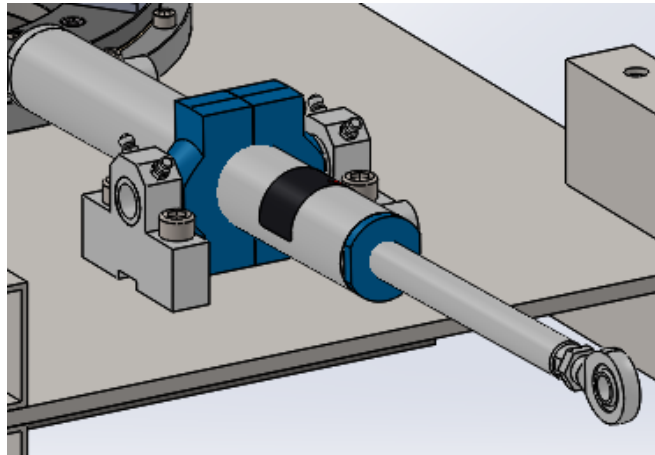


Figura 4.56 - Cilindro hidráulico inferior na posição de serviço

À semelhança do que foi feito no caso do cilindro hidráulico de corte, também se vai calcular a quantidade de fluido hidráulico necessária para o atuar quando este está na extensão máxima. Assim, segundo dados do fabricante, tem-se que a área do interior do cilindro $A_1 = 8,04 \text{ cm}^2$, e como o curso $l = 200 \text{ mm}$, temos que o volume de fluido será calculado pela equação 4.2:

$$\begin{aligned} V_1 &= A_1 \cdot l \\ \Leftrightarrow V_1 &= A_1 \cdot 350 = 8,04 \cdot 20 = 161 \text{ cm}^3 = 0,2 \text{ l} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Assim, admite-se que o fluido necessário para atuar este cilindro é 1 litro, a quantidade necessária para encher o cilindro mais o fluido nas mangueiras de ligação e outros componentes.

4.8.3 Sistema pinhão cremalheira

Uma vez desimpedido o orifício para a passagem do fardo, pode-se então empurrá-lo para a zona onde irá ser depositado o fio. Este movimento será proporcionado por um sistema de pinhão cremalheira que tem um batente na extremidade que está em contacto com o fardo e o empurra na direção vertical, de cima para baixo. Este sistema é composto por um motor elétrico que atua o pinhão em forma de roda dentada, que irá transmitir movimento a uma cremalheira para transformar o movimento circular em movimento linear. Esta cremalheira estará aparafusada a uma guia telescópica que a auxilia no movimento. Por outro lado, na extremidade da cremalheira do lado do fardo estará soldado um batente com forma circular responsável por empurrar o fardo. Todo o sistema pinhão cremalheira estará aparafusado à gaiola exterior que o posicionará no local correto.

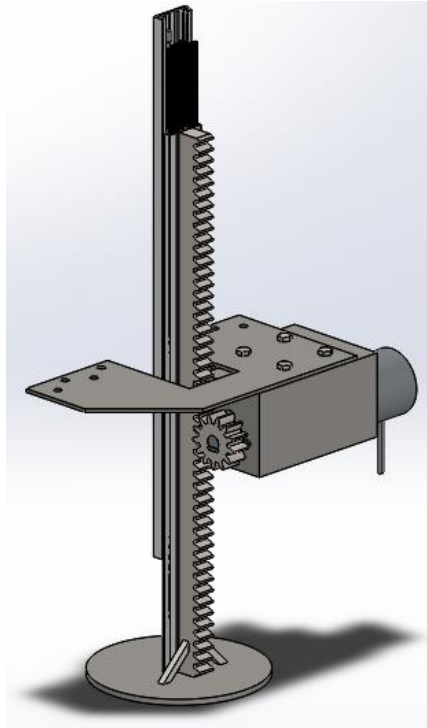


Figura 4.57 - Sistema pinhão cremalheira

Motor elétrico

Começa-se o dimensionamento do sistema pinhão cremalheira pelo elemento motriz. Para isso, é necessário calcular o binário que o motor terá de produzir. Este binário será calculado tendo em conta que o sistema terá de empurrar o fardo que estará a ser comprimido pelo sistema de punções. Admitindo que a força de compressão aplicada pelo cilindro hidráulico de corte é de 250 N, podemos calcular a força de atrito que está a impedir o fardo de sair pelo orifício da chapa inferior assim que este abre, pela equação 4.15:

$$F_{at} = \mu \cdot F_{comp} \quad (4.15)$$

Desprezando o peso do fardo para efeitos de majoração, uma vez que o peso tem a direção e sentido do movimento, e admitindo que o coeficiente de atrito entre o fardo compactado e os punções é $\mu = 0,4$, tem-se:

$$F_{at} = 0,4 \cdot 250 = 100 \text{ N}$$

Temos então que a força necessária para movimentar o fardo terá que ser superior a 100 N. Tendo em conta que o binário necessário B será dado pela equação 4.16:

$$B = d \cdot F_{at} \quad (4.16)$$

Em que, pela Figura 4.58, $d = 39 \text{ mm}$, corresponde à distância entre o centro de aplicação da força e o centro do pinhão e $F_{at} = 100 \text{ N}$, temos:

$$B = 0,039 \cdot 100 = 3,9 \text{ Nm}$$

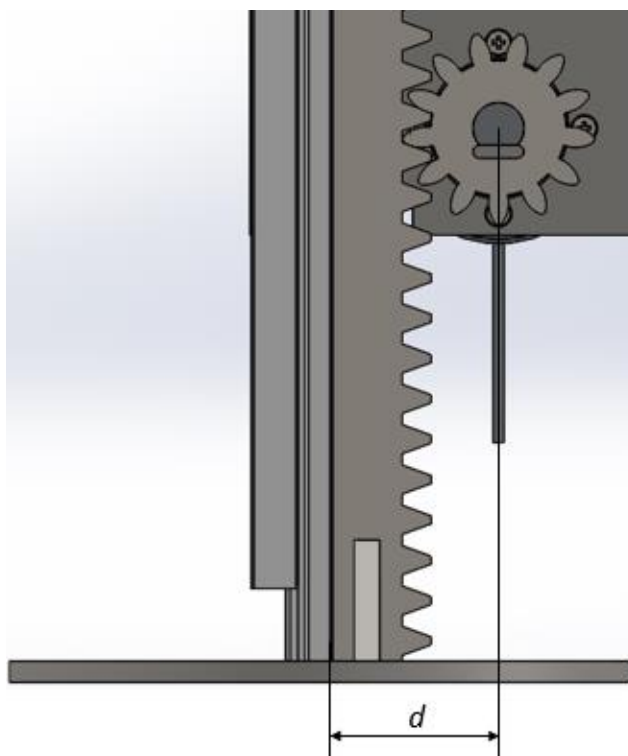


Figura 4.58 - Representação da distância d

Tendo o valor do binário necessário e sabendo que a velocidade de rotação do motor tem de ser baixa, uma vez que o movimento descendente do fardo tem de ser controlado, consultou-se o catálogo de motores elétricos com redutor planetário de corrente contínua da empresa Transmotec, e escolheu-se o motor PD52103-12-127 29 W de 12 V, com 5,5 Nm de binário e 24 rpm (Figura 4.59). As restantes características do motor encontram-se no Anexo 4.



Figura 4.59 - Motor elétrico do sistema pinhão cremalheira

Sendo o valor das rotações do motor dado pelo fabricante e, tendo o binário necessário para o efeito requerido, pode-se calcular a potência necessária, N , pela equação 4.17:

$$B = \frac{9.55 \cdot N}{n} \quad (4.17)$$

Em que $B = 3,9 \text{ Nm}$ e $n = 24 \text{ rpm}$, temos:

$$N = 9,80 \text{ W}$$

Uma vez que o motor tem 29 W de potência, e considerando um rendimento total do conjunto $\eta = 50\%$, temos que a potência útil do motor, $N_{\text{útil}}$, é:

$$N_{\text{útil}} = N \cdot \eta$$
$$N_{\text{útil}} = 29 \cdot 0,50 = 14,5 \text{ W}$$

Como a potência necessária é inferior à potência útil, não teremos problemas com o motor para a utilização que queremos.

Pode-se calcular também a velocidade linear v com que o batente irá empurrar o fardo através da equação 4.18:

$$v = d \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (4.18)$$

Com $d = 39 \text{ mm}$ e $n = 24 \text{ rpm}$, temos:

$$v = 0,039 \cdot 24 \cdot \frac{2\pi}{60} = 0,098 \text{ m/s}$$

O motor irá estar fixo através de quatro parafusos M5 a uma estrutura construída com chapas de aço DC01 de 3 mm de espessura. Esta não terá só a função de o manter na sua posição de serviço, como também de o proteger de poeiras e resíduos (Figura 4.60).

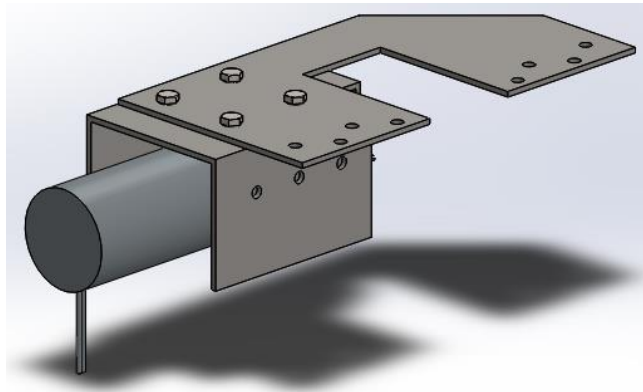


Figura 4.60 - Estrutura de suporte do motor do sistema pinhão cremalheira

Por sua vez esta estrutura estará aparafusada a uma cantoneira da gaiola exterior através de oito parafusos M6 na face horizontal e três parafusos M6 na face vertical (Figura 4.61).

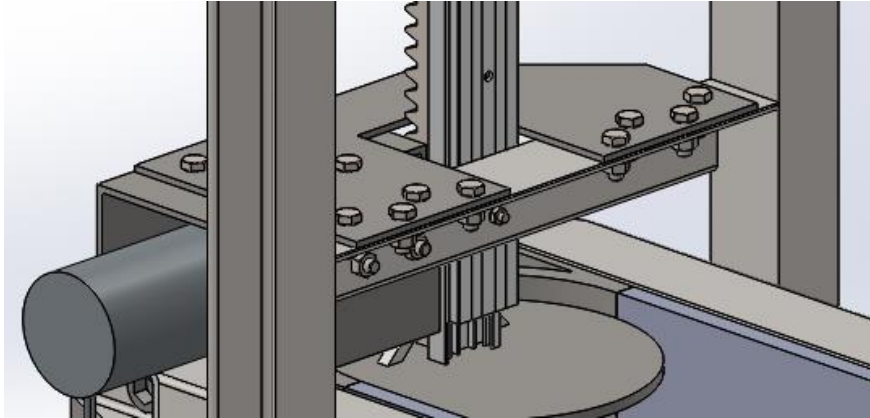


Figura 4.61 - Posição de serviço do motor elétrico

Pinhão

A transmitir o movimento do veio do motor para o sistema está uma roda dentada, denominada por pinhão, fabricada em aço cementado 16MnCr5, segundo a norma EN 10084. No dimensionamento desta roda dentada admitiu-se o valor de módulo $m = 3$ e o diâmetro da circunferência da cabeça $d_c = 45$ mm. Assim, podemos definir os restantes elementos que definem a roda dentada, mais precisamente, o diâmetro da circunferência primitiva d_0 e o número de dentes z .

Tendo $d_c = 45$ mm e $m = 3$, temos:

$$\begin{aligned} d_0 &= d_c - 2m \\ \Leftrightarrow d_0 &= 39 \text{ mm} \end{aligned}$$

Podemos então calcular o número de dentes z :

$$\begin{aligned} z &= \frac{d_0}{m} \\ \Leftrightarrow z &= 13 \text{ dentes} \end{aligned}$$

A espessura dos dentes será igual ao comprimento do veio do motor que é 17 mm. A ligação entre o veio e a roda dentada será feita por uma chaveta para garantir que estes rodem à mesma velocidade (Figura 4.62).

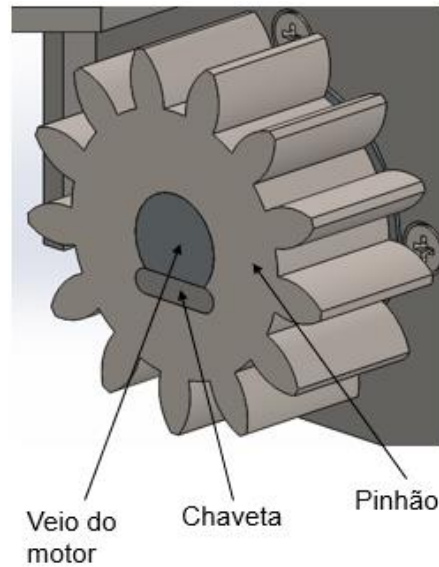


Figura 4.62 - Elementos do conjunto do motor elétrico com o pinhão

Cremalheira

Por sua vez, a roda dentada transmite movimento a uma cremalheira, do mesmo material da roda dentada. Esta cremalheira terá módulo igual ao da roda dentada ($m = 3$) e, tendo em conta que vai ter de empurrar o fardo que tem 350 mm de altura, sendo esse o seu deslocamento, optou-se por atribuir 450 mm de comprimento, para garantir que nunca perde o engrenamento (Figura 4.63).

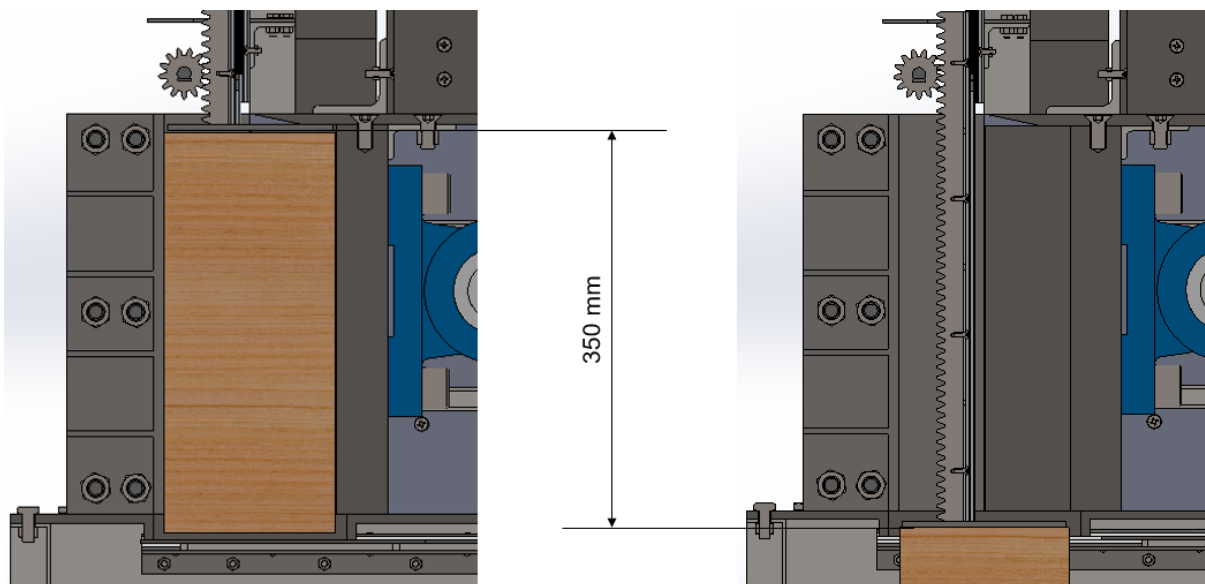


Figura 4.63 - Representação do deslocamento da cremalheira em serviço

A espessura dos dentes será 15 mm ao passo que a distância do topo do dente à base da cremalheira será 23 mm. A cremalheira terá quatro furos cegos roscados na face que está em contacto com a guia telescópica, para que seja feita a ligação através de quatro parafusos M4 (Figura 4.64).

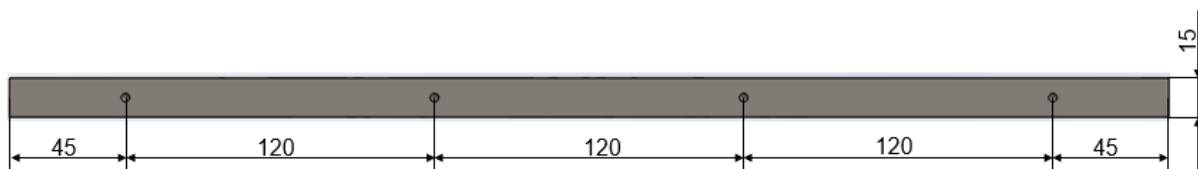


Figura 4.64 - Localização dos furos roscados na base da cremalheira, em mm

Na extremidade inferior terá soldado a si um batente em chapa de 5 mm, com a forma de um círculo com o diâmetro igual ao diâmetro do fardo, 150 mm, de modo a empurrar o fardo para a zona de atar. Para conferir maior estabilidade a esta ligação, existirão dois vergalhões de secção quadrada com 6 mm de lado, em aço estrutural, soldados à cremalheira e ao batente (Figura 4.65). Este batente estará concêntrico com o punção fixo.

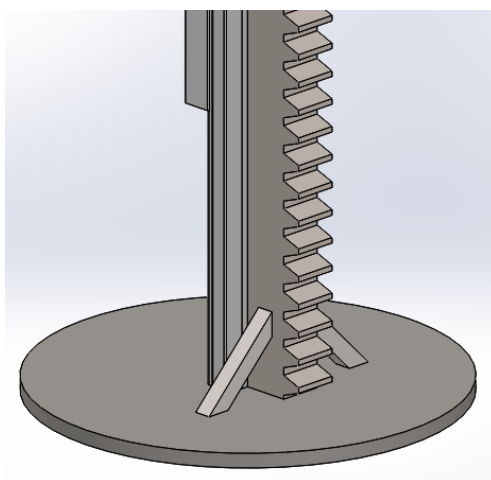


Figura 4.65 - Pormenor da ligação do batente circular à cremalheira

Guia telescópica

Por fim, o elemento que liga a cremalheira à estrutura será uma guia linear telescópica encomendada ao fabricante IGUS, com a referência NT-35-450 (Figura 4.66). A escolha recaiu sobre este sistema de guia linear telescópica uma vez que está isenta de lubrificação, devido ao bloco deslizante de material *iglidur*® desenvolvido por este fabricante, o que para este ambiente com alguns resíduos no ar se torna muito útil, pois impede que a sujidade adira à guia e contamine o lubrificante formando uma pasta, o que implicaria mais interrupções para manutenção. Por outro lado, os componentes metálicos são em alumínio o que diminui o peso da estrutura. As restantes características deste componente encontram-se no Anexo 5.



Figura 4.66 - Guia telescópica IGUS

A guia linear terá o mesmo comprimento da cremalheira, 450 mm, e estará aparafusada a duas cantoneiras da gaiola exterior através de dois parafusos M4 (Figura 4.67).

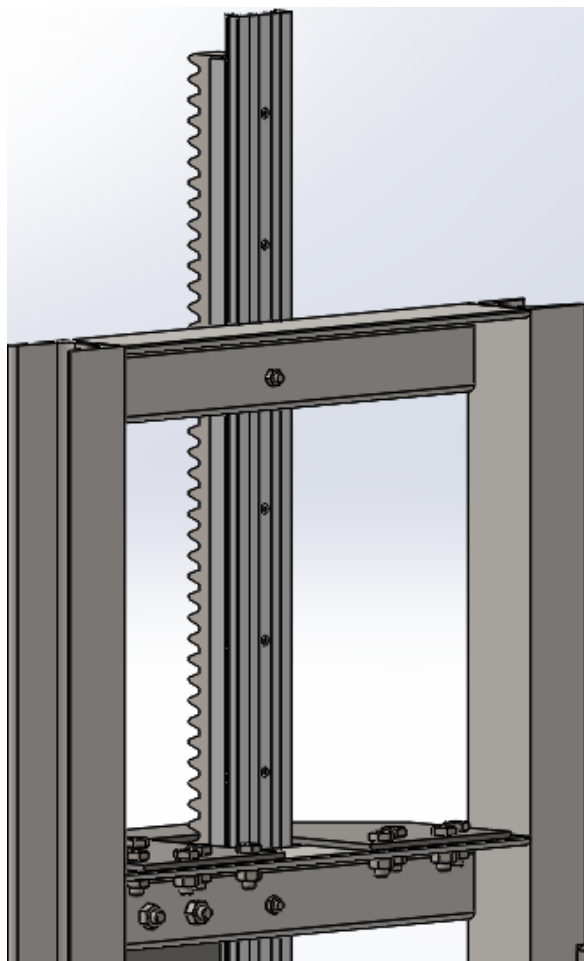


Figura 4.67 - Representação da ligação entre a guia telescópica e a gaiola na sua posição de serviço

Visto que o sistema pinhão cremalheira funciona na zona próxima da tremonha, onde o operador vai estar a colocar a matéria, será necessário proteger este sistema para evitar acidentes de trabalho. Assim, haverá uma estrutura feita com rede em malha ondulada galvanizada para proteger os componentes do sistema. Após consultar o catálogo do fabricante Vedaviseu, escolheu-se a malha 20x20mm com arame de 3 mm de diâmetro, que se adequa ao tipo de proteção pretendida (Anexo 6). Esta estrutura terá 475 mm de altura, 330 mm de largura e 100 mm de profundidade. As restantes dimensões podem ser encontradas na Figura 4.68. A estrutura vai ter duas travessas que farão a ligação com o perfil UPN, onde irá estar aparafusada, através de oito parafusos M6 auto roscantes (Figura 4.69). A malha das imagens seguintes serve apenas para representação, não correspondendo à escolhida.

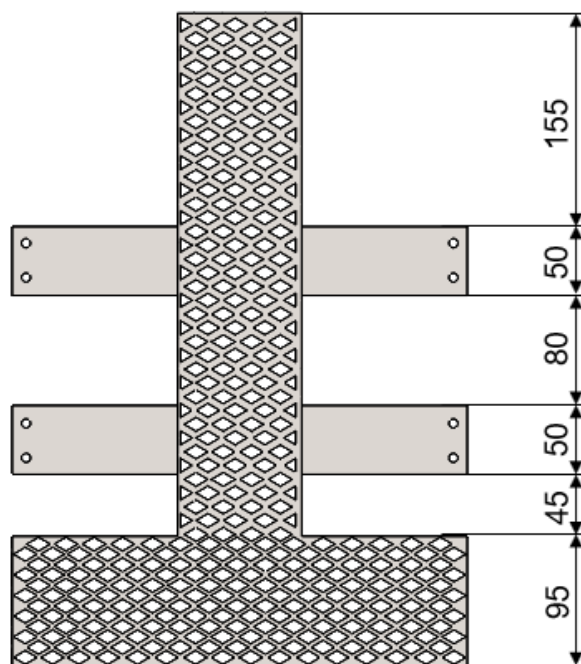


Figura 4.68 - Vista de frente da proteção do sistema pinhão cremalheira

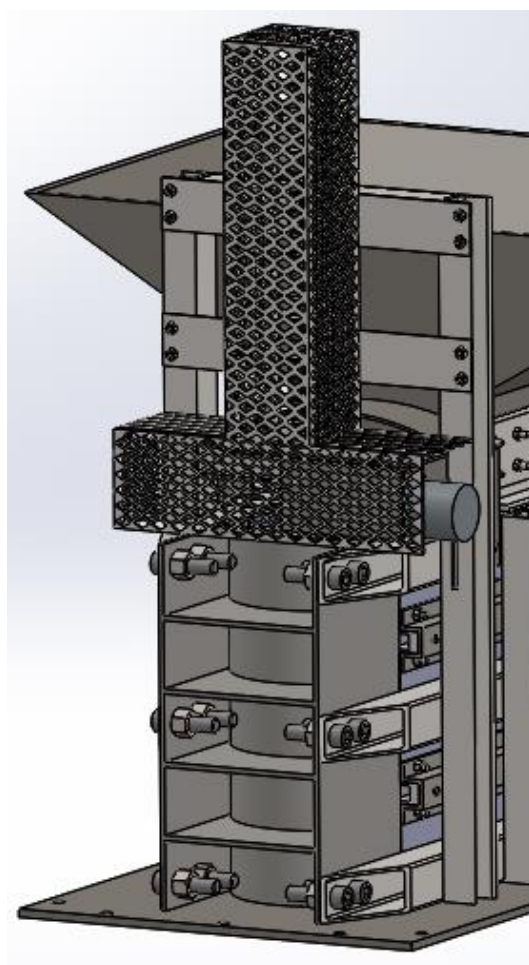


Figura 4.69 - Representação da proteção do sistema pinhão cremalheira na posição de serviço

4.8.4 Sistema rotativo de engrenagens

Por fim, a última interação entre o fardo e a máquina será feita no sistema rotativo de engrenagens que é responsável por depositar o fio em torno do fardo (Figura 4.70). Depois do fardo iniciar o movimento descendente provocado pelo sistema pinhão cremalheira, entrará no sistema responsável pela deposição de fio. Este consistirá num sistema rotativo que gira em torno do fardo a 60 rpm, à medida que vai depositando camadas de fio. O fio será depositado de forma contínua. O movimento de rotação do sistema será dado por um motor elétrico que transmite potência a um conjunto de engrenagens de eixos paralelos. A roda dentada mandante estará acoplada ao veio do motor elétrico, ao passo que a roda dentada mandada estará aparafusada a um anel rotativo deslizante. Este anel terá aparafusado a si um dispositivo que servirá de suporte ao novelo do fio de sisal e com um olhal para guiar o fio em torno do fardo. O conjunto do anel deslizante estará aparafusado a uma chapa que servirá também de suporte ao cilindro hidráulico do sistema alçapão inferior.

Haverá ainda um dispositivo responsável por agarrar o fio no início e no fim do processo de deposição do fio, mas que não irá ser desenvolvido nesta dissertação. O desenvolvimento deste equipamento fica como proposta para trabalhos futuros.

Quando o fardo estiver pronto será expelido do equipamento através de uma rampa. Quando a máquina não estiver em atividade, esta rampa recolhe e prende a um gancho.

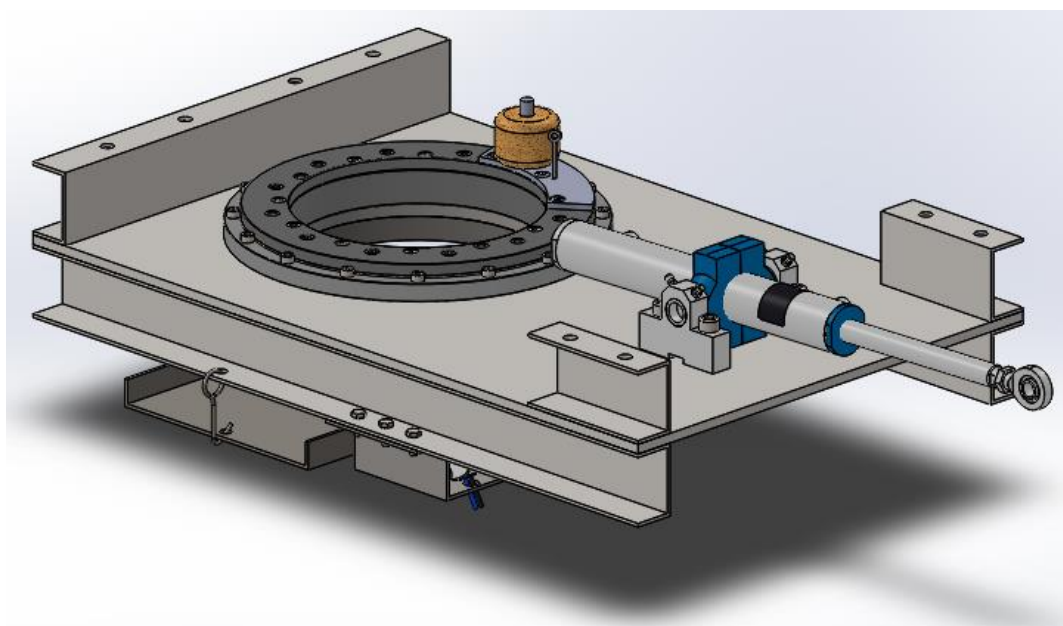


Figura 4.70 - Sistema rotativo de engrenagens

Anel rotativo deslizante

Como primeira condicionante deste sistema temos o espaço onde o fardo irá entrar. Este espaço será um furo na chapa de suporte do sistema e terá uma geometria circular, com diâmetro maior que o diâmetro do fardo para permitir que este entre sem interferências. Neste furo existirá um anel rotativo deslizante para permitir o movimento do novelo de sisal em torno do fardo. Assim, uma vez que o fardo tem 150 mm de diâmetro, optou-se por um anel com diâmetro interno de 200 mm que será

encomendado ao fabricante IGUS com a referência PRT-01-200 (Figura 4.71). O material dos elementos deslizantes será um polímero com baixo coeficiente de atrito e isento de lubrificação fornecido pelo fabricante. A escolha recaiu sobre um anel deslizante uma vez que a velocidade de rotação será baixa e a carga a movimentar não será elevada. As restantes características encontram-se no Anexo 7.

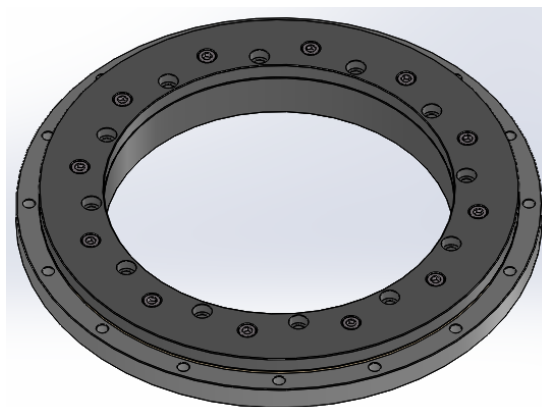


Figura 4.71 - Anel rotativo deslizante IGUS

O anel estático estará aparafusado à chapa de suporte através de dezasseis parafusos M6 com cabeça sextavada interior em todo o seu perímetro. Na face superior do anel rotativo estará aparafusado o dispositivo de suporte do novelo de sisal com o olhal através de três parafusos M6 com cabeça embutida, de modo a não interferirem no funcionamento (Figura 4.72). Este suporte será construído em aço DC01 e será composto por uma chapa de 5 mm, um cilindro com 10 mm de diâmetro, tipicamente igual ao diâmetro interno dos novelos de sisal, e 50 mm de altura, e um olhal por onde irá passar o fio de sisal.

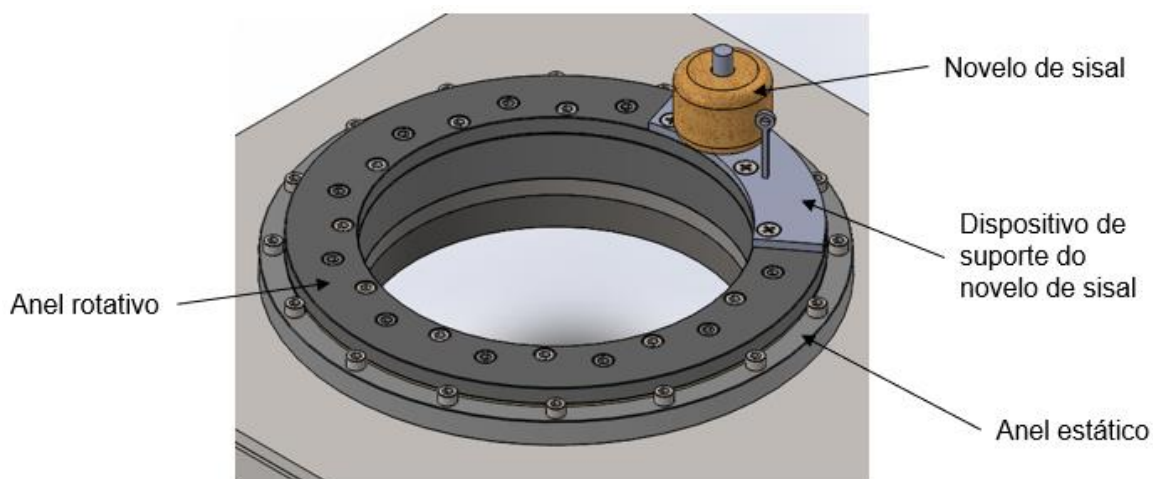


Figura 4.72 - Representação dos elementos do anel deslizante e do suporte do novelo

No dimensionamento do suporte do novelo levou-se em consideração as dimensões do novelo de fio de sisal do fabricante Enfios que apresenta 38 mm de altura, 38 mm de largura e 10 mm de diâmetro do furo central (Figura 4.73).



Figura 4.73 - Novelo de sisal da marca Enfios (<https://www.enfios.pt/pt/fio-sisal>, visitado em 16/09/2018)

Rodas dentadas

Devido ao tipo de geometria, o processo de seleção da roda dentada mandada iniciou-se pela consulta do catálogo de um fabricante, por forma a investigar se existia uma roda dentada com um diâmetro do furo central de 200 mm. Assim, após consultar o catálogo do fabricante KHK, a roda dentada que se aproxima dessa condição corresponde à referência SSR2-120, que tem o diâmetro do furo igual a 194 mm, pelo que será necessário proceder à sua maquinação para atingir o diâmetro pretendido. A roda dentada escolhida tem já definido o módulo igual a 2, o número de dentes igual a 120 e a espessura dos dentes igual a 20 mm. Os restantes elementos desta roda dentada encontram-se no Anexo 8.

Entre a face inferior do anel rotativo e a roda dentada mandada estará um espaçador com 10 mm de espessura para permitir o engrenamento entre a roda dentada mandada e a mandante sem interferências (Figura 4.74). A face da roda dentada mandada, que estará em contacto com o espaçador, terá nove furos cegos roscados, onde estarão os parafusos que ligam a roda dentada ao anel. A ligação será assegurada por nove parafusos M6 com cabeça sextavada interior por forma a alojarem-se nas caixas da face superior do anel rotativo. Também o espaçador terá 9 furos concêntricos com os furos da roda dentada.

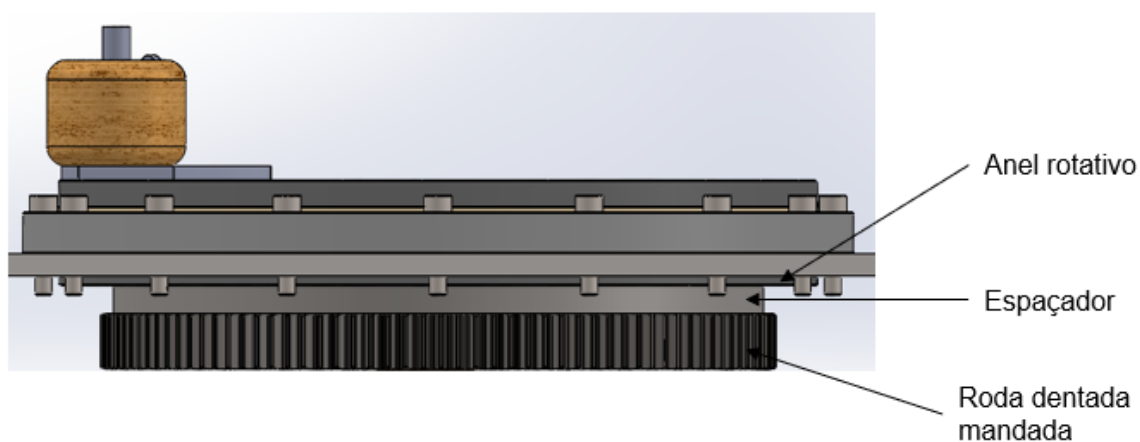


Figura 4.74 - Vista de frente dos elementos a baixo do anel rotativo

Para o dimensionamento da roda dentada mandante, começa-se por admitir a relação de transmissão. Admitindo que a relação de transmissão é 4, temos que o número de dentes da roda dentada mandante será $\frac{120}{4} = 30$ dentes. Uma vez que o diâmetro do furo central da roda dentada terá de ser 10 mm, justificado mais à frente quando for apresentado o motor elétrico, consultou-se o catálogo do fabricante KHK e a roda que vai de encontro a estas características tem a referência NSU2-30. Esta roda tem módulo igual a 2, 30 dentes, espessura dos dentes de 20 mm e furo central de diâmetro 10 mm. As restantes características da roda dentada encontram-se no Anexo 9.

Tendo definidas as características das duas rodas dentadas do sistema, procede-se ao cálculo de interferências e à verificação do engrenamento. Nos cálculos, as variáveis com índice 1 correspondem sempre à roda dentada mandante e as variáveis com índice 2 à roda dentada mandada. O cálculo de interferências é feito pela equação 4.19 onde se calcula o número mínimo de dentes que a roda dentada mandante, $z_{1\min}$, tem de ter.

$$z_{1\min} = \frac{2 \cdot m_1}{(1 + 2 \cdot i) \cdot \sin^2 \varphi} \cdot (i + \sqrt{i^2 + (1 + 2 \cdot i) \cdot \sin^2 \varphi}) \quad (4.19)$$

Onde $m_1 = 1$, uma vez que serão dentes retos, φ é o ângulo de pressão que será 20° e $i = 4$ que é a relação de transmissão. Assim o número mínimo de dentes da roda mandante é:

$$z_{1\min} = 15 \text{ dentes}$$

Como a roda dentada mandante escolhida terá $z_1 = 30$ dentes, não haverá problema de interferências.

Para a verificação do engrenamento tem que se respeitar a condição da relação de condução $\varepsilon_\varphi > 1$. O cálculo da relação de condução ε_φ será calculado com recurso à equação 4.20.

$$\varepsilon_\varphi = m_1 \cdot A_1 + m_2 \cdot A_2 \quad (4.20)$$

Onde os coeficientes A_1 e A_2 são dados por:

$$A_i = \frac{2 \cdot (K_i + 1)}{\pi \cdot \cos \varphi \cdot (K_i \cdot \sin \varphi + \sqrt{\sin^2 \varphi \cdot K_i^2 + 4 \cdot K_i + 4})}, \text{ com } i = 1, 2$$

Com,

$$K_i = \frac{z_i}{m_i}, \text{ com } i = 1, 2$$

Como ambas as rodas dentadas são de dentes retos, com ângulo de pressão $\varphi = 20^\circ$, temos $m_1 = m_2 = 1$, logo $K_1 = z_1$ e $K_2 = z_2$. Como $z_1 = 30$ e $z_2 = 120$, temos $A_1 = 0,82$ e $A_2 = 0,94$, logo:

$$\varepsilon_\varphi = 0,82 + 0,94 = 1,76$$

Como temos $\varepsilon_\varphi = 1,76 > 1$, não haverá problemas de engrenamento entre as rodas dentadas.

Motor elétrico

Para definir o motor elétrico é necessário calcular a potência que este terá de ter. Começa-se por calcular o binário necessário para mover o dispositivo em torno do fardo. Esse binário resulta da força que é necessária fazer para vencer a força de atrito do anel deslizante. Uma vez que, o anel pesa, segundo o fabricante, 3,2 kg, e o conjunto do dispositivo de suporte do novelo mais o novelo pesa aproximadamente 2 kg, tem-se que a força de atrito resultante do peso do conjunto é dada por:

$$F_{at} = \mu \cdot P$$

Em que $P = 9,8 \cdot (3,2 + 2) = 51 \text{ N}$ e $\mu = 0,1$, temos:

$$F_{at} = 5,1 \text{ N}$$

Temos assim que o binário necessário, considerando que a força de atrito está a meio do anel de deslizamento (Figura 4.75), é igual a:

$$B = F_{at} \cdot \frac{237}{2} = 0,6 \text{ Nm}$$

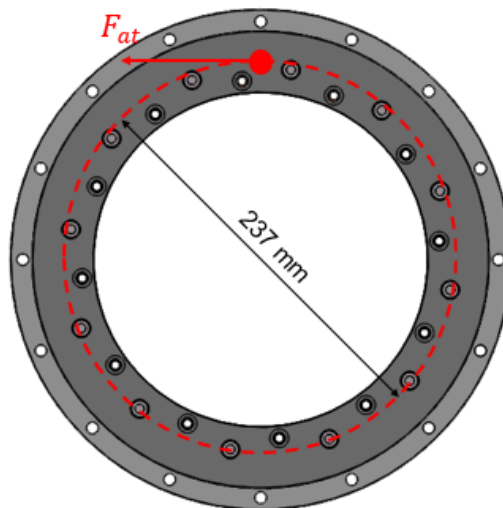


Figura 4.75 - Representação da força de atrito

Uma vez que a velocidade de rotação do anel requerida é 60 rpm, pode-se calcular a potência, N , que o sistema terá através de:

$$B = 9,55 \cdot \frac{N}{n}$$

Em que $B = 0,6 \text{ Nm}$ e $n = 60 \text{ rpm}$, temos que:

$$N = 3,8 \text{ W}$$

A velocidade de rotação do motor terá de ser igual à velocidade da roda dentada mandante, 240 rpm. Tendo a potência igual a 3,8 W podemos calcular o binário que o motor terá de ser capaz de produzir por:

$$B = 9,55 \cdot \frac{N}{n}$$

$$B = 9,55 \cdot \frac{3,8}{240} = 0,15 \text{ Nm}$$

Consultando o catálogo de motores Transmotec, optou-se pelo motor com a referência WRD63118-12-10 de 43 W (Figura 4.76) que tem velocidade de rotação nominal de 245 rpm e binário nominal 1,1 Nm, daí que se adeque à utilização pretendida (Anexo 10). Escolheu-se um motor de eixos ortogonais para permitir a montagem sem interferir com o fardo.

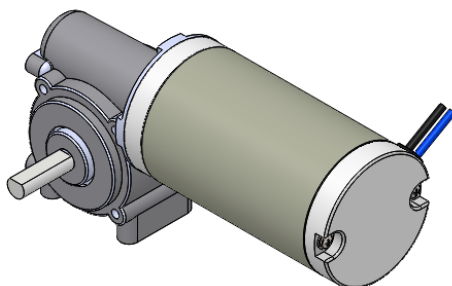


Figura 4.76 - Motor do sistema rotativo de engrenagens

Este motor estará preso a um suporte por quatro parafusos M5. Este suporte será construído em chapa de aço de 3 mm de espessura para atingir a forma de caixa com abas e estará aparafusado a duas cantoneiras em U, por baixo da chapa de suporte do anel deslizante. Dada a geometria da zona do motor onde este tem os furos roscados, é necessária a colocação de um calço para o posicionar corretamente (Figura 4.77).

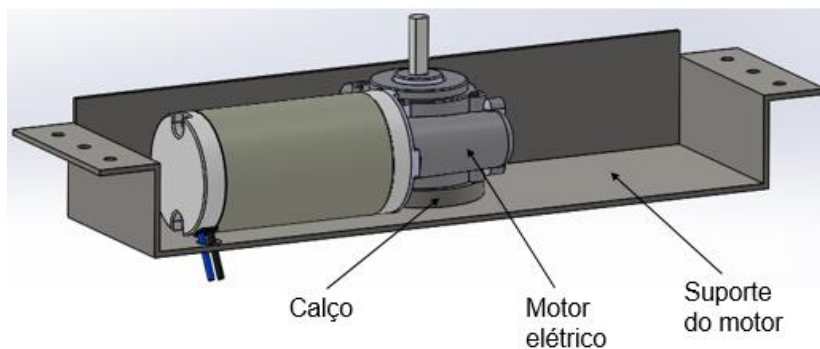


Figura 4.77 - Conjunto suporte do motor mais o motor na posição de funcionamento

Segundo dados do fabricante do motor, o veio de saída tem 10 mm de diâmetro com um rasgo em todo o seu comprimento. Uma vez que a roda dentada mandante irá estar acoplada a este veio, o furo central desta terá de ter os 10 mm de diâmetro, já apresentados. Para fazer a ligação do veio do motor à roda dentada estará uma chaveta (Figura 4.78). Como o furo central da roda dentada não tem o rasgo para a chaveta, terá de se maquinar a roda dentada depois de adquirida.

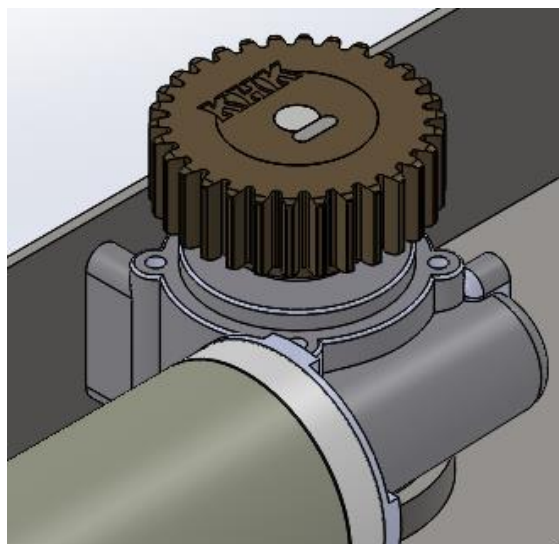


Figura 4.78 - Representação da ligação da roda dentada ao motor elétrico

Rampa de saída

Depois do fardo estar atado será expelido da máquina através de uma rampa de saída. Este conjunto da rampa de saída estará aparafusado a um dos perfis em U que sustenta o motor elétrico. Quando a máquina não estiver em serviço, a rampa pode ser recolhida e prender a um gancho que estará preso ao perfil em U do lado oposto. Os componentes deste conjunto (Figura 4.79) serão uma chapa em aço DC01 com 3 mm de espessura, 200 mm de largura e 370 mm de comprimento, que será a rampa que guia o fardo para o chão, um suporte construído com chapas do mesmo material e com 3 mm de espessura, que estará aparafusado ao perfil em U, e um veio que irá ligar a chapa ao suporte com perfil circular, com 9 mm de diâmetro, para a rotação no movimento de recolha da rampa. Este veio estará fixo na posição através de dois freios de segurança. No perfil em U do lado oposto estará o gancho construído em varão de aço com 5 mm de diâmetro

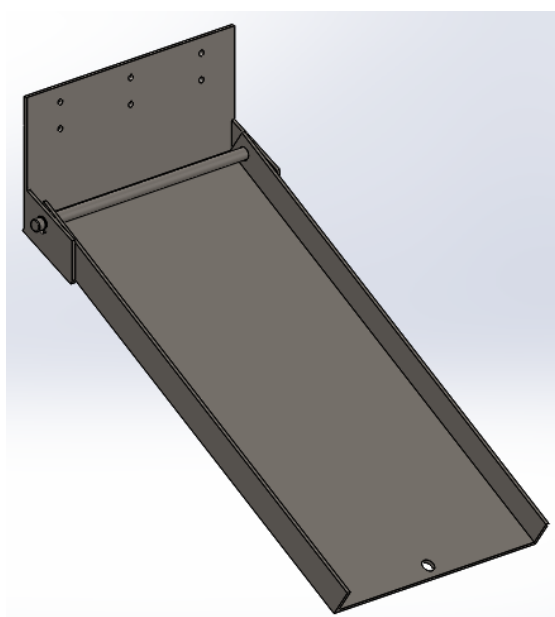


Figura 4.79 - Conjunto da rampa de saída

As duas posições de serviço do conjunto da rampa de saída estão demonstradas na Figura 4.80.

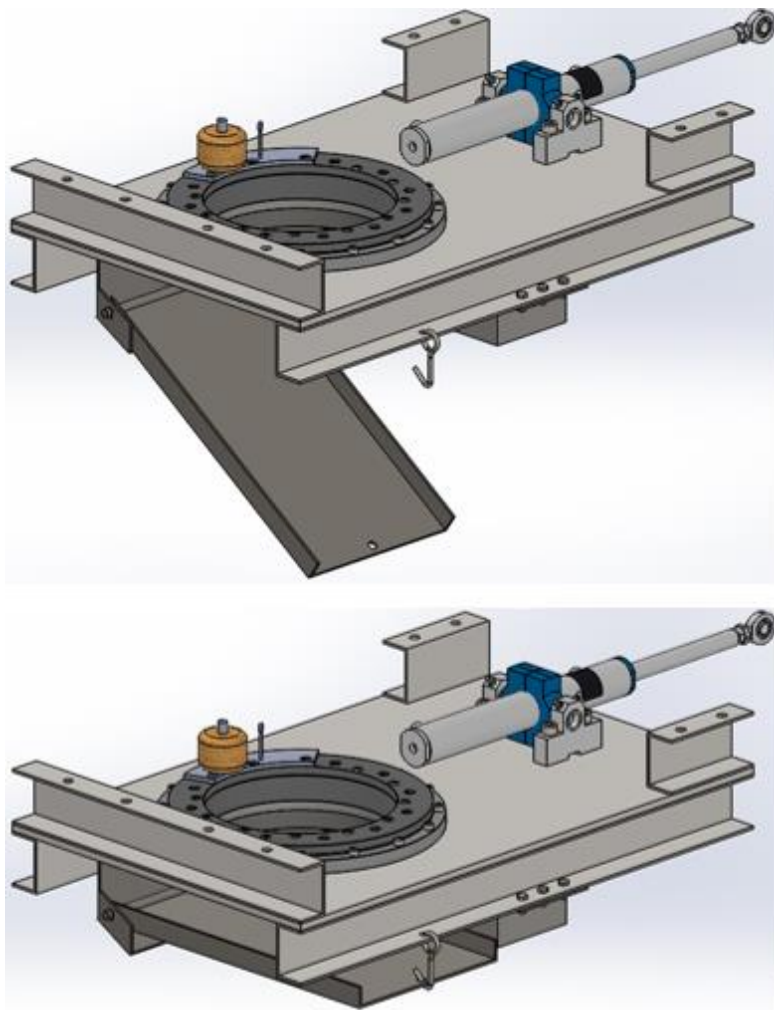


Figura 4.80 - Vista da posição de serviço da rampa de saída aberta (em cima) e fechada (em baixo)

4.9 Chassis rebocável

A locomoção do equipamento irá ser possível graças a um chassis rebocável com duas rodas (Figura 4.81). Este chassis estará ligado ao resto de máquina através de seis parafusos M10. Este conjunto é composto por duas vigas em U onde estarão ligados os parafusos, quatro perfis tubulares que farão a ligação entre as vigas em U e o eixo, o eixo e as rodas. As vigas em U e os perfis tubulares serão em aço S355. O eixo apresentado na Figura 4.81 é apenas uma representação do eixo real, apenas os comprimentos são os reais

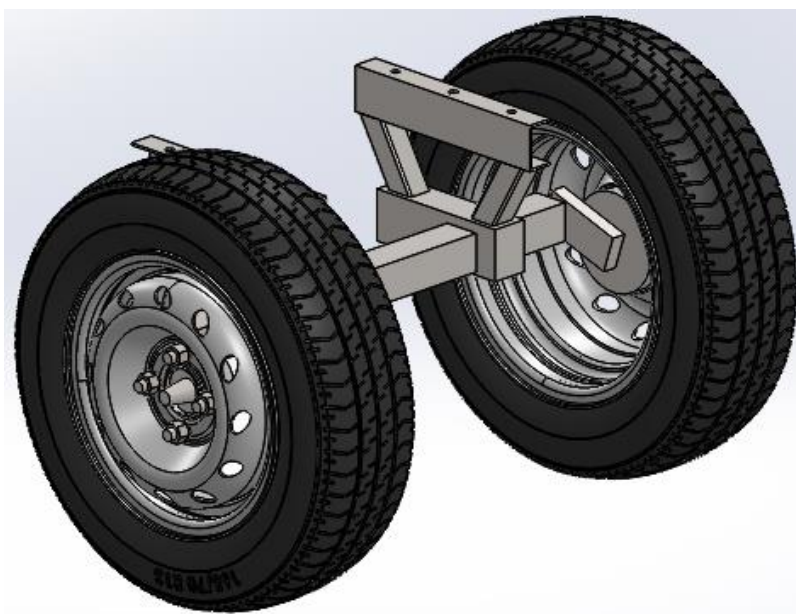


Figura 4.81 - Conjunto chassis rebocável

As vigas em U têm secção com 3 mm de espessura, 60 mm de altura e 35 mm na aba, segundo a norma EN 10162. Cada uma terá na aba superior três furos, onde será feita a ligação aparafusada com o resto do equipamento e, na aba inferior, estarão soldados dois perfis tubulares. Os perfis tubulares têm secção quadrada com 35 mm de lado e 3 mm de espessura, de acordo com a norma EN 10219.

O eixo, que estará soldado a uma das extremidades dos perfis tubulares, será totalmente adquirido a um fabricante. Após consultar o catálogo do fabricante Autow Warehouse, escolheu-se um eixo de reboque com suspensão independente, sem travão e com capacidade máxima de 500 kg (Figura 4.82). A suspensão será feita através da compressão de uma borracha à medida que a carga aumenta, ao passo que os braços serão em aço maciço. Os cubos para as rodas terão quatro pinos roscados, equidistantes, e a 50 mm do centro. A referência para a encomenda deste equipamento será BAU0501 com $x = 755$ mm e $y = 385$ mm, em que x corresponde à distância entre as faces exteriores dos cubos e y à distância entre o centro dos apoios de fixação. As restantes características do eixo encontram-se no Anexo 11.



Figura 4.82 - Pormenor do eixo do fabricante Autow Warehouse (<https://www.autow.com/trailer-parts/trailer-suspension-axles/full-beam-suspension-axles-unbraked/BAU0501>, visitado a 29/08/18)

As rodas serão do fabricante de equipamentos agrícolas Al-Ko e adquiridas à empresa Nautiquad, representante deste fabricante em Portugal, com a referência 1731195. As jantes terão quatro furos equidistantes e com distância ao centro de 50 mm, para ser possível a montagem no eixo escolhido, e serão de raio 13". O pneu terá as medidas 155x80 R13 e a sua capacidade máxima de carga é 500 kg.



Figura 4.83 - Roda Al-Ko 155x80 R13 (<https://www.nautiquad.com.pt/artigo.php?idprod=3285&idsub=341#cat>, visitado a 29/08/18)

Na zona frontal da máquina, e soldado à estrutura retangular de vigas em U, estará uma viga tubular em aço S355 com secção 50x30 mm e 4 mm de espessura e 350 mm de comprimento (Figura 4.84). Soldado a esta viga estará o olhal de reboque e a pata estabilizadora. O gancho de reboque será do mesmo material da viga e terá uma geometria anelar com 25 mm de diâmetro interno, por forma a engatar no trator de reboque. A pata estabilizadora (Figura 4.85) será do mesmo fabricante das rodas e pode ser encomendada com a referência 1223190. Segundo o fabricante, tem capacidade para suportar uma carga estática até 1000 kg, o que para este equipamento é suficiente. Dado que a distância da viga de suporte ao chão, quando a máquina está equilibrada, é de 500 mm, esta é a altura máxima que a pata estabilizadora terá de ter. Quando for necessário movimentar a máquina, a pata será recolhida.

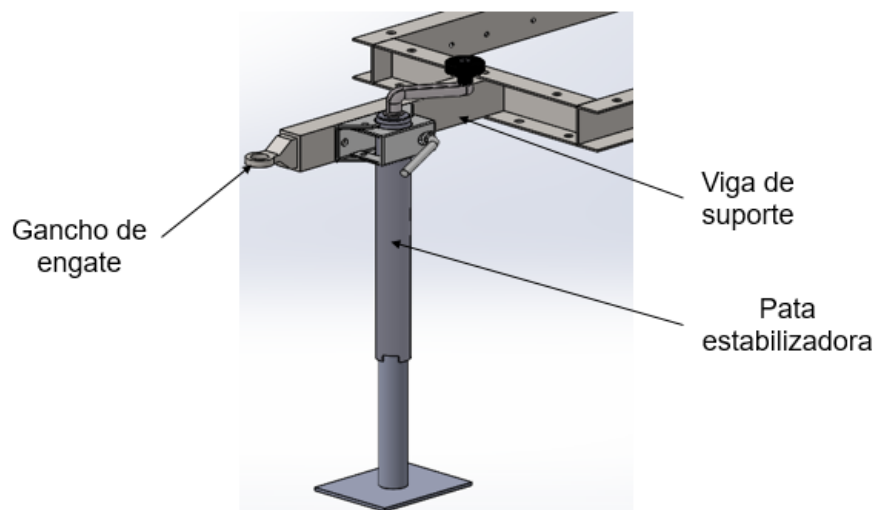


Figura 4.84 - Conjunto do suporte frontal



Figura 4.85 - Pata estabilizadora Al-Ko (<https://www.nautiquad.com.pt/artigo.php?idprod=3188>, visitado em 29/08/18)

4.10 Sequência de montagem

Uma vez que a concepção de todo o equipamento teve como base o pensamento axiomático de independência de sistemas, a montagem do conjunto foi simplificada devido ao formato modular de toda a máquina. Assim, como primeiro passo da montagem, temos a ligação do cilindro hidráulico aos apoios, para depois aparafusar o apoio da extremidade do corpo à caixa. Ficamos já com o cilindro hidráulico na posição de serviço (Figura 4.86).

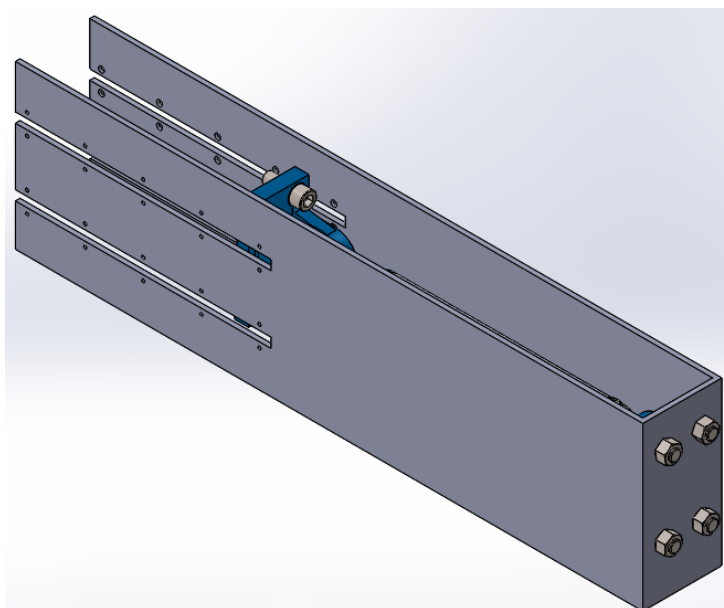


Figura 4.86 - 1º passo da montagem

Em seguida, colocam-se os quatro conjuntos das calhas, mais os respectivos suportes, nos rasgos da caixa e aparafusam-se (Figura 4.87).

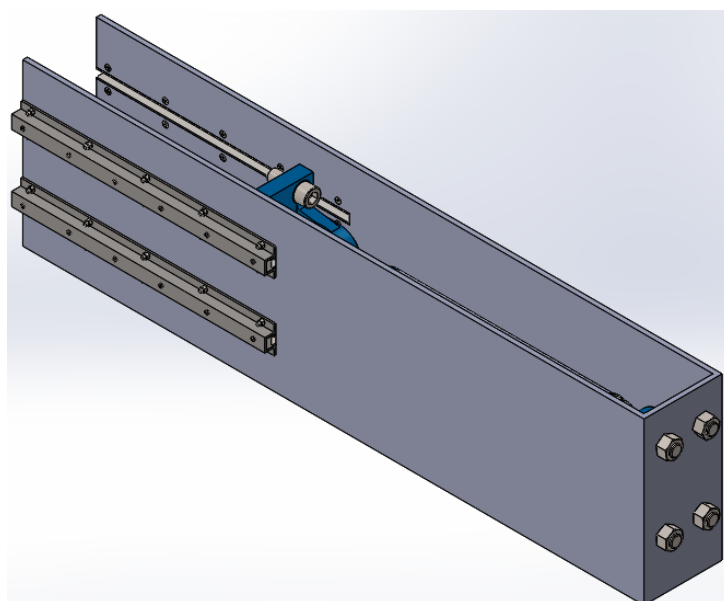


Figura 4.87 - 2º passo da montagem

Tendo as já calhas na sua posição de serviço, encaixa-se o punção móvel, já com a lâmina aparafusada, na parte frontal da caixa, alinhando as saliências do punção com as calhas e aparafusa-se o cilindro hidráulico ao punção (Figura 4.88).

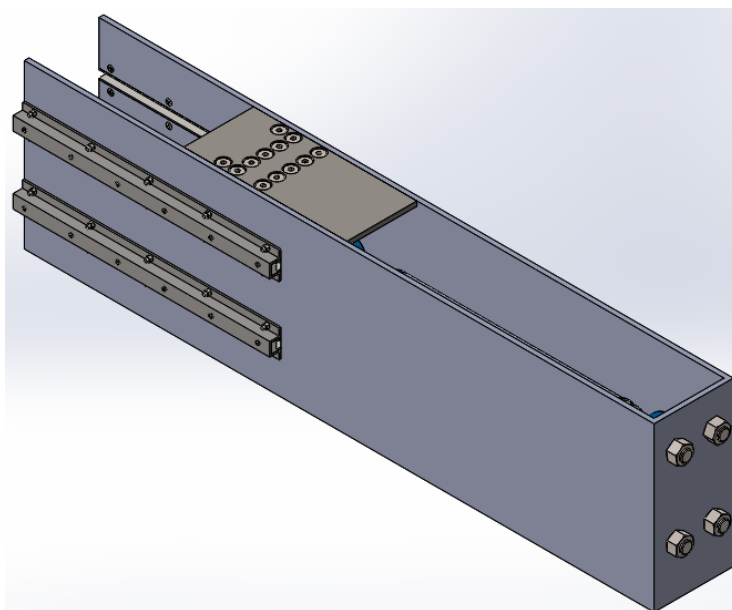


Figura 4.88 - 3º passo da montagem

Neste momento, a gaiola exterior e a chapa inferior já têm de ser uma peça só, com todas as soldaduras já feitas. Pode-se agora inserir toda a caixa com os componentes pela entrada frontal da gaiola, até que a face anterior da caixa encoste à gaiola (Figura 4.89).

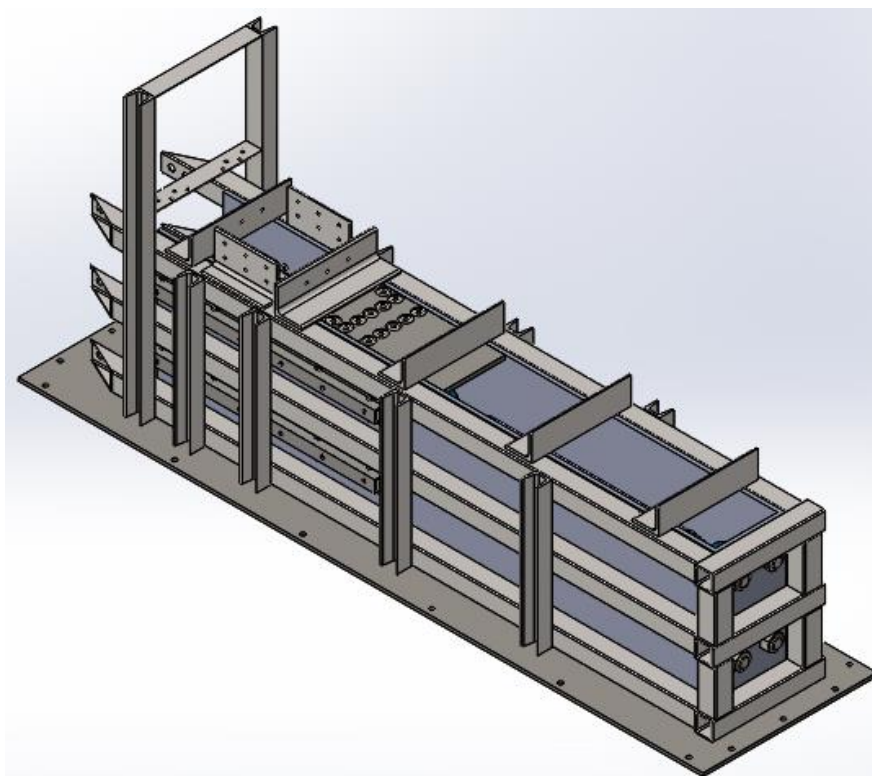


Figura 4.89 - 4º passo da montagem

Com a gaiola em posição, pode-se aparafusar o punção fixo na parte frontal desta (Figura 4.90).

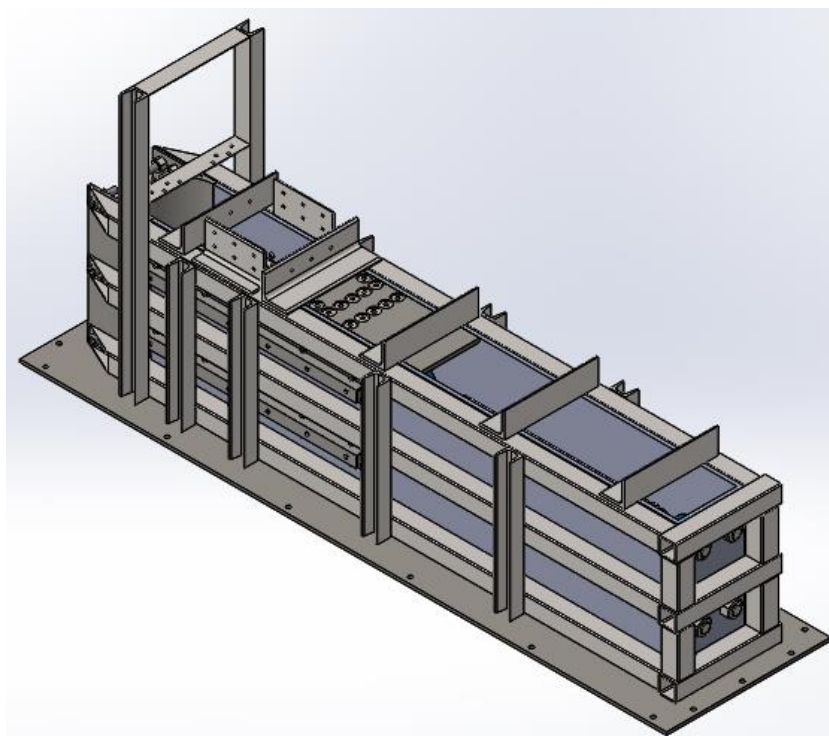


Figura 4.90 - 5º passo da montagem

Uma vez que o sistema pinhão cremalheira irá estar aparafusado à gaiola exterior, procede-se já a essa montagem, antes de colocar a tremonha, para termos mais espaço de manobra (Figura 4.91).

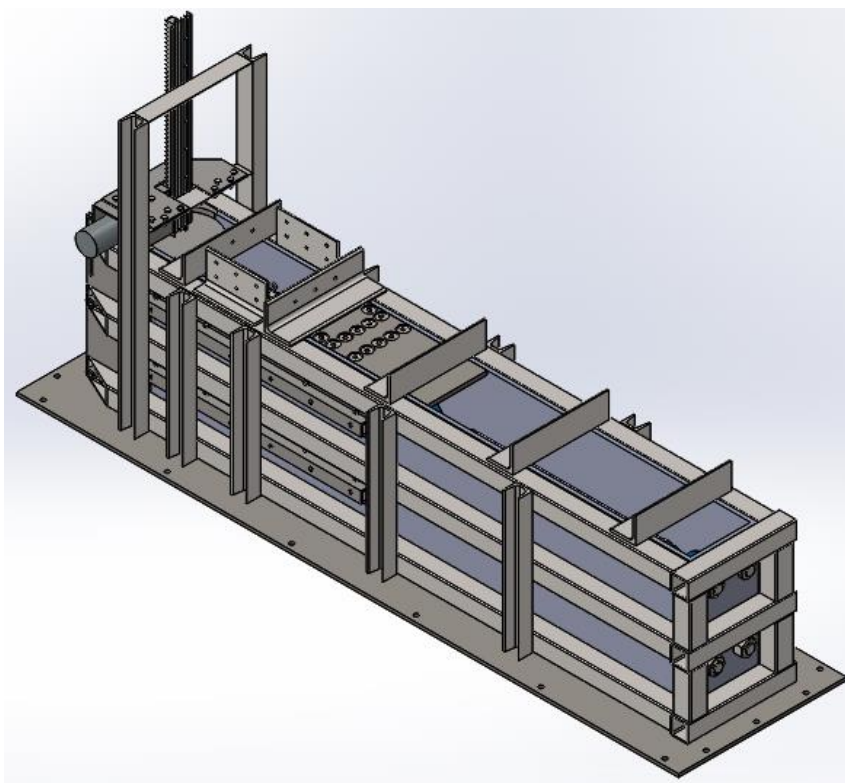


Figura 4.91 - 6ª passo da montagem

Pode-se agora colocar todo o conjunto em cima da estrutura retangular que fará a ligação com os componentes da zona inferior do equipamento (Figura 4.92).

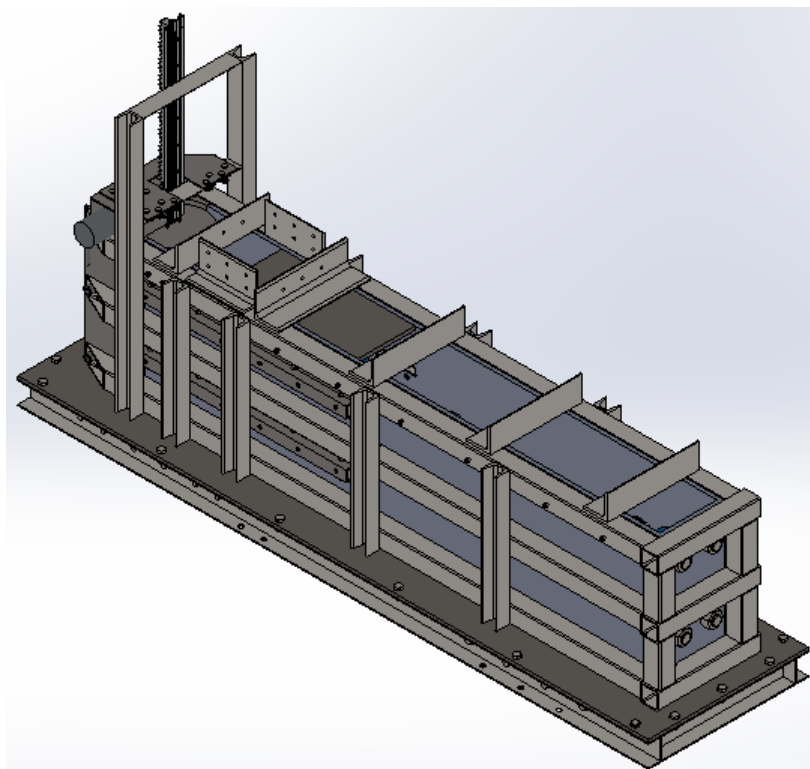


Figura 4.92 - 7º passo da montagem

Uma vez colocadas as vigas que servirão de apoio aos restantes sistemas procede-se à montagem dos elementos da parte inferior da máquina, começando pelo sistema alçapão inferior sem o cilindro hidráulico (Figura 4.93).

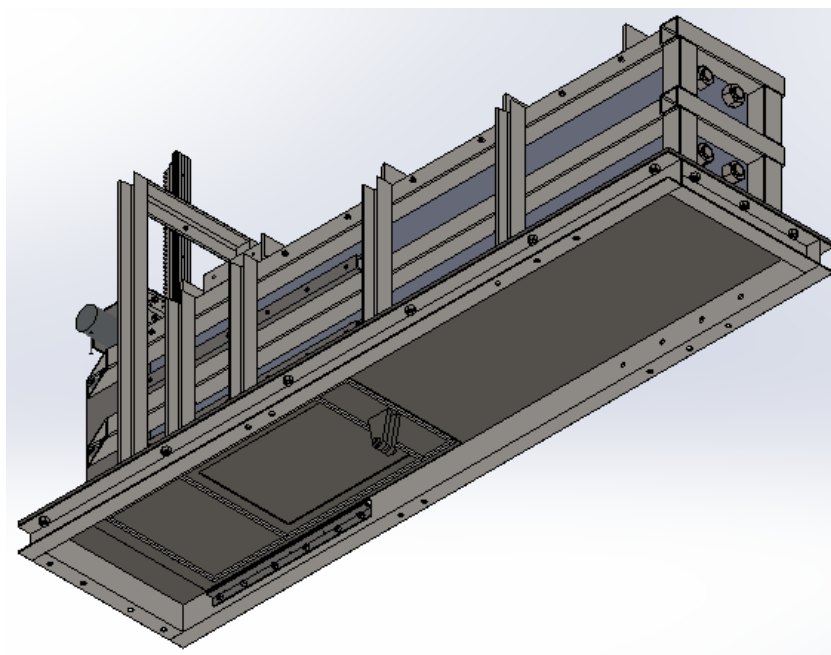


Figura 4.93 - 8º passo da montagem

Seguindo-se a montagem do sistema rotativo de engrenagens com o cilindro hidráulico pertencente ao sistema alçapão inferior (Figura 4.94).

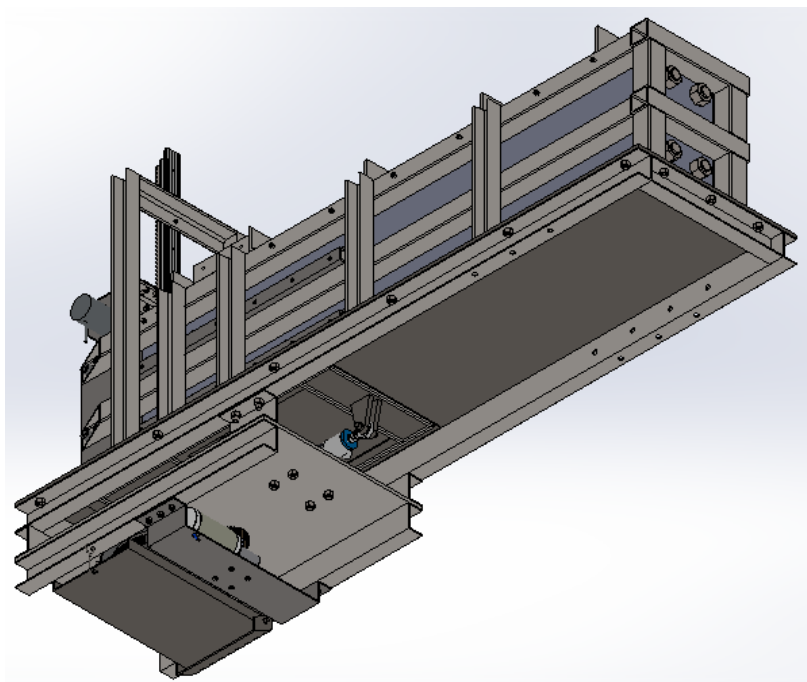


Figura 4.94 - 9º passo da montagem

Tendo todos os sistemas colocados na posição de serviço, procede-se à montagem do chassis rebocável (Figura 4.95).

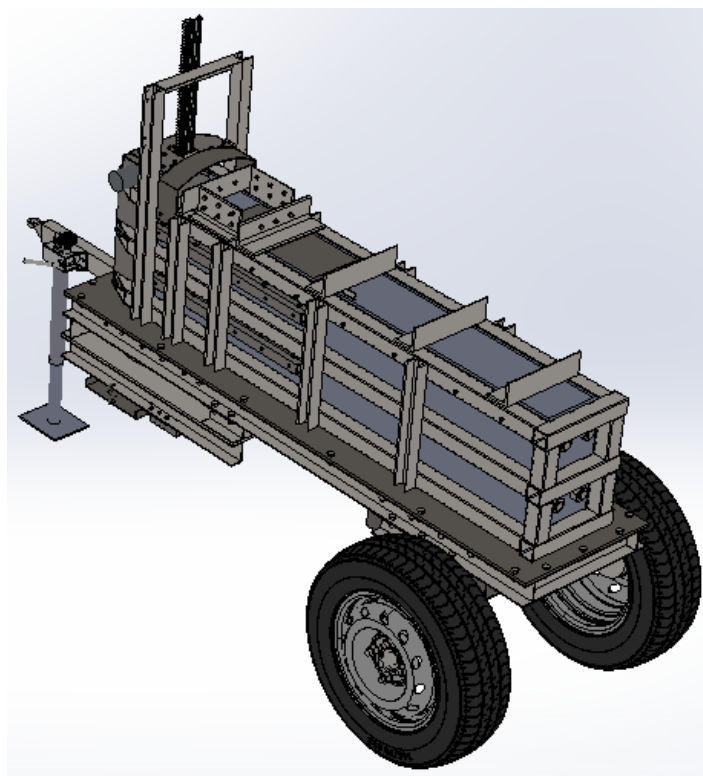


Figura 4.95 - 10º passo da montagem

Tendo o equipamento já devidamente posicionado e assente nos seus próprios meios, procede-se à montagem dos componentes do sistema hidráulico, que irão estar alojados numa caixa por baixo da chapa inferior, na parte de trás da máquina (Figura 4.96).

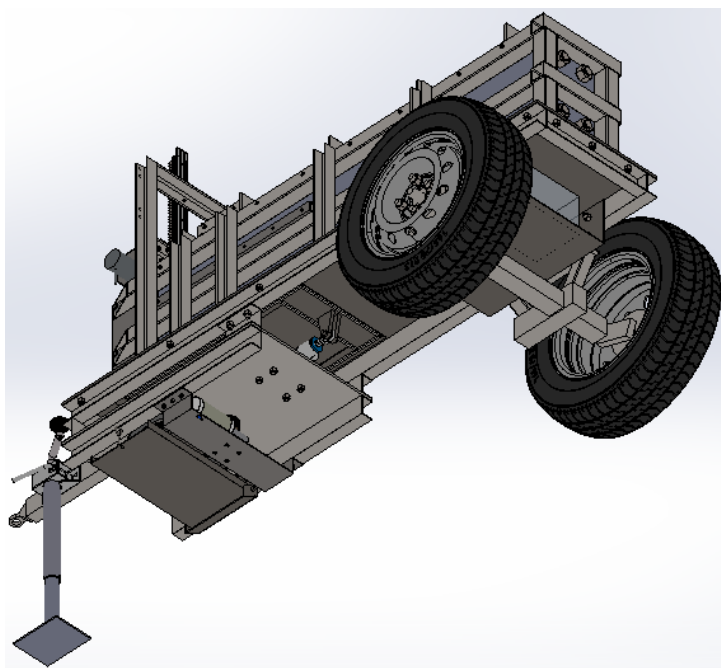


Figura 4.96 - 11º passo da montagem

Por fim, é colocada a tremonha em posição para ser aparafusada à gaiola exterior, bem como os resguardos (Figura 4.97).

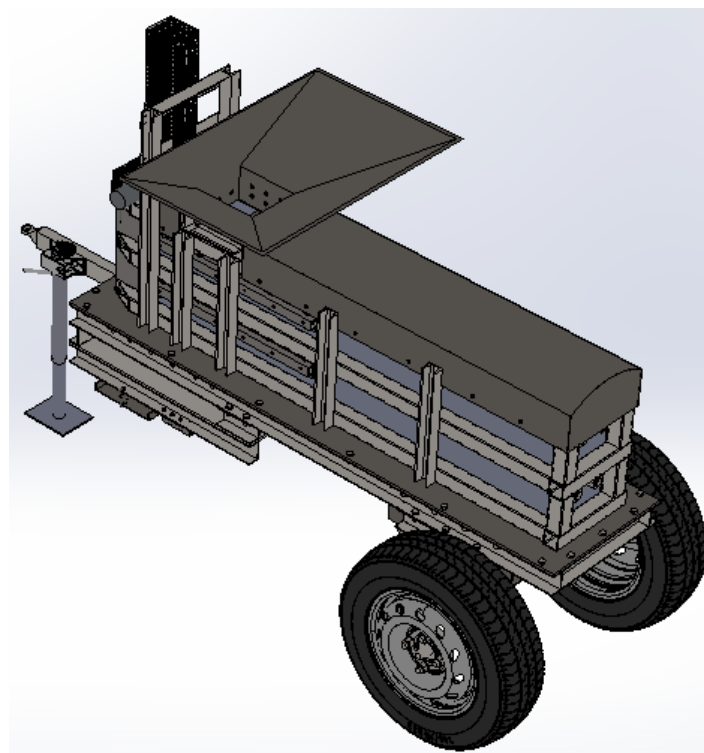


Figura 4.97 - 12º passo da montagem

5 Conclusão e trabalhos futuros

Finalizada a concepção do equipamento de compactação de resíduos florestais a que esta dissertação se propôs, é possível concluir que os objetivos a que se tinha de dar resposta foram cumpridos.

A máquina tem capacidade de processar a matéria proveniente de ações de limpeza de terrenos, por forma a produzir fardos, de forma aproximadamente cilíndrica, com 150 mm de diâmetro e 350 mm de comprimento.

As dimensões finais do equipamento estão detalhadas no Anexo 12, onde se pode constatar que a altura máxima, depois de assente nos seus próprios meios, não ultrapassa 1100 mm, apenas 50 mm acima da altura tomada como referência, pelo que o processo de alimentação da tremonha de forma ergonómica não foi afetado. Foi também desenvolvido o chassis que irá permitir a movimentação deste equipamento.

Uma vez que o conjunto do chassis rebocável é independente de todo o equipamento, este pode, posteriormente, ser adaptado para ir de encontro a outro tipo de necessidades. O mesmo se aplica ao gancho de reboque, que pode também ser alterado facilmente conforme as necessidades do cliente.

O peso de todo o equipamento pode ser estimado em cerca de 350 kg, pelo que pode ser necessária chapa de matrícula para circulação, a não ser seja feito um estudo de otimização dos componentes, com vista à redução do peso total.

Como proposta de trabalhos futuros fica o desenvolvimento de um componente, pertencente ao sistema de atar, que seja responsável por prender o fio de sisal ao fardo, no início, e por cortar e agarrar o fio, no fim do processo de enrolamento para o preparar para o fardo seguinte. Fica também como proposta a futuros desenvolvimentos do equipamento, a otimização do peso da máquina, como já foi referido.

Por último, depois de finalizada a concepção de todo o equipamento de compactação irá ser produzido um protótipo para que seja feita uma análise crítica. Aferidos os prós e contras do projeto, procede-se à execução dos desenhos de fabrico, e tratamento de todos os procedimentos legais, com vista à produção do equipamento.

Referências bibliográficas

- e2p - energias endógenas de Portugal. (n.d.). Retrieved September 7, 2018, from <http://e2p.inegi.up.pt/index.asp#Tec2>
- FOREST EUROPE. (2015). *State of Europe's Forest*.
- Forest Products Laboratory (U.S.). (2000). *Wood handbook: wood as an engineering material*. University Press of the Pacific. Retrieved from https://books.google.pt/books/about/Wood_Handbook.html?id=YjHgPAAACAAJ&redir_esc=y
- Ghaffariyan, M. R., Brown, M., Acuna, M., Sessions, J., Gallagher, T., Kühmaier, M., ... Egnell, G. (2017). An international review of the most productive and cost effective forest biomass recovery technologies and supply chains. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74(May 2016), 145–158. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.014>
- ICNF. (2011). A Energia da Floresta Ibérica Caracterização do Mercado e Quadro Legal. *Wwe*.
- ICNF. (2018). Inventário Florestal Nacional — ICNF. Retrieved February 16, 2018, from <http://www2.icnf.pt/portal/florestas/ifn>
- ICNF – Instituto da Conservação da Natureza e das Florestas. (2013). IFN6 – Áreas dos usos do solo e das espécies florestais de Portugal continental em 1995, 2005 e 2010. *6º Inventário Florestal Nacional*, 34. Retrieved from <http://www.icnf.pt/portal/florestas/ifn/resource/ficheiros/ifn/ifn6-res-prelimv1-1>
- Independente, C. T. (2017). Análise e apuramento dos factos relativos aos incêndios que ocorreram em Pedrogão Grande, Castanheira de Pera, Ansião, Alvaiázere, Figueiró dos Vinhos, Arganil, Góis, Penela, Pampilhosa da Serra, Oleiros e Sertão, entre 17 e 24 de junho de 2017, 297.
- Kountouris, Y., & Remoundou, K. (2011). Valuing the Welfare Cost of Forest Fires: a Life Satisfaction Approach. *Kyklos*, 64(4), 556–578. <https://doi.org/10.1111/j.1467-6435.2011.00520.x>
- Lima, R. M. M. F. (2012). Adaptação ergonómica e antropométrica de calçado para pessoas com necessidades especiais: um estudo de caso. Retrieved from <http://repositorium.sdum.uminho.pt/handle/1822/23222>
- Lourenço, L., Fernandes, S., Nunes, A., Gonçalves, A. B., & Vieira, A. (2013). Determination of forest fire causes in Portugal (1966-2010). *Flamma*, 4(3), 171–175. Retrieved from <http://repositorium.sdum.uminho.pt/handle/1822/24230>
- PORDATA. (2018). PORDATA - Produção de energia eléctrica: total e a partir de fontes renováveis. Retrieved February 16, 2018, from <https://www.pordata.pt/Portugal/Produção+de+energia+eléctrica+total+e+a+partir+de+fontes+renováveis-1127-9118>
- REN. (2018). REN - Produção renovável abastece 40% do consumo em 2017. Retrieved February 16, 2018, from https://www.ren.pt/pt-PT/media/comunicados/detalhe/producao_renovavel_abastece_40_do_consumo_em_2017_2/
- Ribeiro, C., Valente, S., Coelho, C., & Figueiredo, E. (2015). A look at forest fires in Portugal: technical, institutional, and social perceptions. *Scandinavian Journal of Forest Research*, 30(4), 317–325.

<https://doi.org/10.1080/02827581.2014.987160>

Shigley, J. E., Mischke, C. R., & Budynas, R. G. (2002). *Shigley's Mechanical Engineering Design - 9th Ed. Mechanical Engineering* (Vol. New York,). <https://doi.org/10.1007/s13398-014-0173-7.2>

SilvaPlus. (2018). Biomassa Florestal Primária - SilvaPlus. Retrieved March 15, 2018, from <http://www.silvaplus.com/pt/biomassa-florestal-primaria/>

Spinelli, R., & Magagnotti, N. (2009). Logging residue bundling at the roadside in mountain operations. *Scandinavian Journal of Forest Research*, 24(2), 173–181. <https://doi.org/10.1080/02827580902806593>

Suh, N. P. (1990). *The principles of design*. Oxford University Press. Retrieved from <https://books.google.pt/books?id=Z5fF5qQPQ9sC&dq=the+principles+of+design&hl=pt-PT&sa=X&ved=0ahUKEwil3bz8-4LdAhVSmbQKH73BicQ6AEIMjAB>

Anexos

Anexo 1 – Tabela do custo social dos incêndios em Portugal entre 2000 e 2016	93
Anexo 2 – Elementos do catálogo do cilindro hidráulico de corte	94
Anexo 3 – Elementos do catálogo do cilindro hidráulico do alçapão inferior.....	98
Anexo 4 – Motor Transmotec do sistema pinhão cremalheira	101
Anexo 5 – Guia telescópica IGUS.....	102
Anexo 6 – Rede de proteção Vedaviseu do sistema pinhão cremalheira	103
Anexo 7 – Anel deslizante IGUS PRT-01-200	104
Anexo 8 – Roda dentada mandada KHK.....	105
Anexo 9 – Roda dentada mandante KHK.....	106
Anexo 10 – Motor Transmotec do sistema rotativo de engrenagens	107
Anexo 11 – Eixo Autow Warehouse.....	108
Anexo 12 – Desenho de conjunto do equipamento de compactação de resíduos florestais ...	109

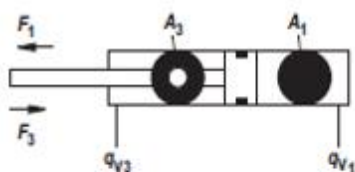
Anexo 1 – Tabela do custo social dos incêndios em Portugal entre 2000 e 2016
(Independente, 2017)

	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Área ardida (ha)	159 604	112 158	124 411	425 706	129 539	339 089	76 058	32 595	17 564	87 420	133 090	73 829	110 232	152 690	19 930	64 412	160 490
Prevenção (M€)	22,1	27,3	24,0	24,2	52,7	10,9	12,4	27,7	26,6	24,0	23,2	22,9	19,9	24,7	25,2	25,4	17,7
Supressão (M€)	67,9	58,9	68,7	65,9	68,9	48,5	55,3	60,3	68,3	70,7	74,2	67,3	75,0	83,1	73,0	83,1	71,9
Perdas de bens e serviços (M€)	274,0	187,8	236,0	926,8	224,0	711,6	137,5	48,0	26,2	124,5	207,3	104,5	190,5	169,3	243,2	34,5	103,1
Recuperação das áreas ardidas (M€)	68,6	45,3	65,2	286,1	57,1	213,9	36,3	9,8	5,5	24,1	46,1	20,0	48,1	55,7	8,7	23,7	77,5
Custo social total (M€)	432,6	319,3	393,9	1303,0	402,7	984,9	241,5	145,8	126,6	243,3	350,8	214,7	333,5	332,8	350,1	166,7	270,2

Anexo 2 – Elementos do catálogo do cilindro hidráulico de corte

Diâmetro, áreas, forças e fluxos

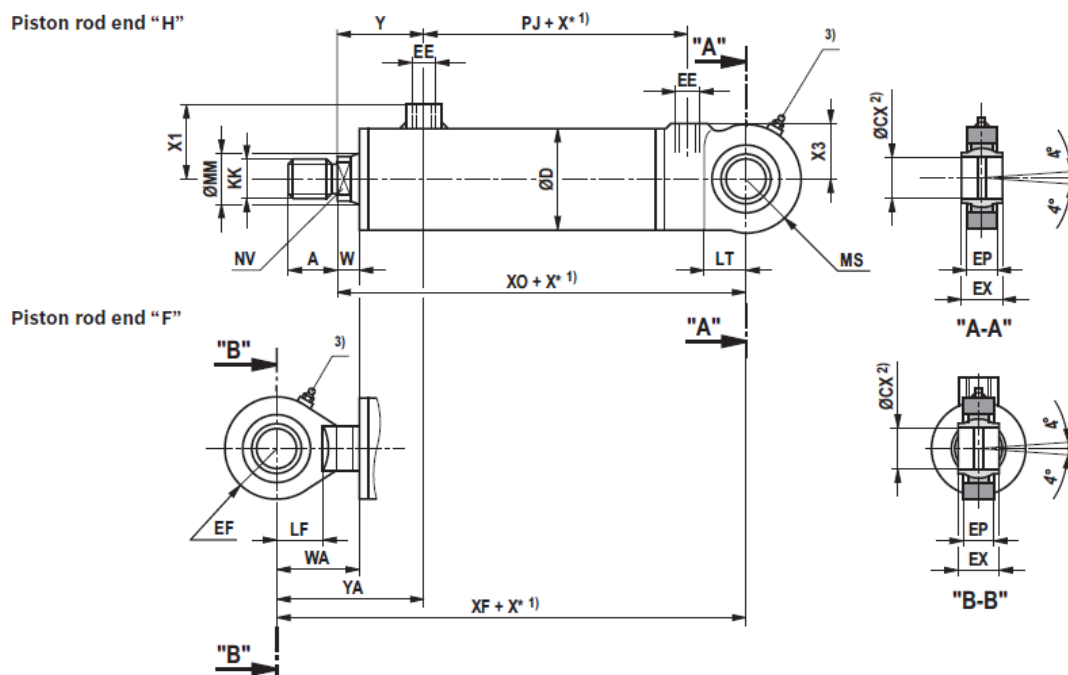
Piston ØAL	Piston rod ØMM mm		Area ratio φ A ₁ /A ₃	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F ₁ kN at a nominal pressure of		Traction force ¹⁾ F ₃ kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s ²⁾		Max. available stroke length mm
	at a nominal pressure of			Piston A ₁ cm ²	Ring A ₃ cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	Off	On	
	160 bar	250 bar								q _{v1} l/min	q _{v3} l/min	
mm	160 bar	250 bar				160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	l/min	l/min	
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	5,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	196,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
	–	80	1,69		72,42	–	306,64	–	181,04		43,45	
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



- ¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

- ²⁾ Stroke speed

Dimensões do cilindro CDL2 com fixação do tipo MP5 com olhal roscado F



ØAL	ØMM at a nominal pressure of		KK	A	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	XO	XF
	160 bar	250 bar											
25	14	-	M10	26	12	10	-	32	44	-	26	131	158
32	18	-	M12	28	15	11	-	40	48	-	31	148	180
40	22	-	M16x1,5	22	17	13	44	50	60	91	50	140	171
	-	25	M20x1,5	28	19	15	41	52	62	88	54	147	173
50	28	-	M20x1,5	28	22	13	50	60	62	99	57	157	194
	-	32	M27x2	36	27	15	52	62	64	101	65	167	204
63	36	-	M27x2	36	28	14	63	75	68	117	69	182	231
	-	40	M33x2	45	32	17	64	78	71	118	72	192	239
80	45	-	M33x2	45	36	16	76	95	84	144	76	208	268
	-	50	M42x2	56	41	19	74	100	84	139	81	222	277
100	56	-	M42x2	56	46	18	88	120	90	160	85	227	297
	-	63	M48x2	63	50	19	90	125	91	162	93	256	327
125	70	-	M48x2	63	60	20	106	150	99	185	93	259	345
	-	80	M64x3	85	65	22	112	160	105	195	113	307	397
160	-	100	M80x3	95	85	30	118	200	124	212	120	390	478
200	-	125	M100x3	112	110	35	143	245	139	247	124	434	542

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		EE	X1 ±1	X3 ±1	LT	LF	MS ±2	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2	ØCN -0,008	EN h12	EU max.
	160 bar	250 bar													
25	14	-	G1/8	24,5	-	27	-	14,5	-	-	-	-	10	9	7,5
32	18	-	G1/4	33	-	32	-	17	-	-	-	-	12	10	8,5
40	22	-	G1/4	39	29	24	23	28	20	20	16	28	-	-	-
	-	25	G1/4	46	30	29	29	31	25	25	20	33	-	-	-
50	28	-	G3/8	45	33	31	29	33	25	25	20	33	-	-	-
	-	32	G3/8	52	37	37	34	39	32	32	22	42	-	-	-
63	36	-	G1/2	55	40	38	34	42	32	32	22	42	-	-	-
	-	40	G1/2	65	44	48	44	48	40	40	26	51	-	-	-
80	45	-	G1/2	65	53	46	44	51	40	40	26	51	-	-	-
	-	50	G1/2	76	57	57	50	60	50	50	34	61	-	-	-
100	56	-	G3/4	80	63	54	50	61	50	50	34	61	-	-	-
	-	63	G3/4	91	70	73	63	73	63	63	42	76	-	-	-
125	70	-	G3/4	95	78	65	63	76	63	63	42	76	-	-	-
	-	80	G3/4	109	88	90	80	92	80	80	52	92	-	-	-
160	-	100	G1	136	97	120	-	110	100	100	72	110	-	-	-
200	-	125	G1	158	120	145	-	130	125	125	92	130	-	-	-

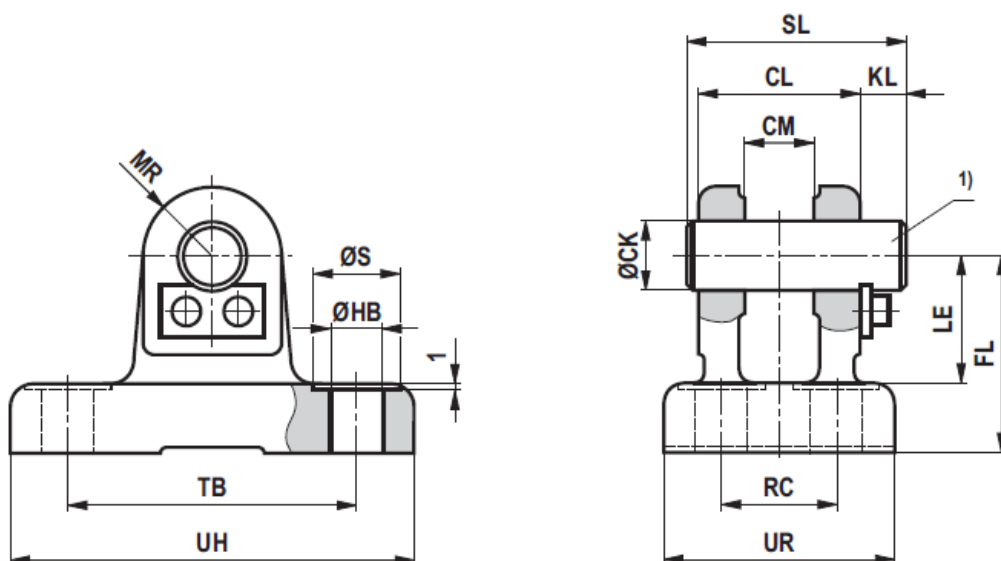
¹⁾ X* = stroke length

²⁾ Related bolts Ø j6

³⁾ Lubricating nipple, cone head form A according to DIN 71412

Dimensões da forquilha de fixação CLCD 50

ISO 8132, form A



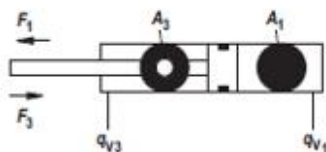
ØAL	ØMM	Type	Material no.	Nominal force kN	ØCK H9 ¹⁾	CL h16	CM A12	FL js12	ØHB H13	KL	LE min.
25	14	CLCD 10 ²⁾	³⁾	5	10	24	10	32	6,6	8	22
32	18	CLCD 12 ²⁾	R900542879	8	12	28	12	34	9	8	22
40	22	CLCD 20	R900542881	20	20	45	20	45	11	10	30
40	25	CLCD 25	R900542882	32	25	56	25	55	13,5	10	37
50	28										
50	32	CLCD 32	R900542883	50	32	70	32	65	17,5	13	43
63	36										
63	40	CLCD 40	R900542884	80	40	90	40	76	22	16	52
80	45										
80	50	CLCD 50	R900542885	125	50	110	50	95	26	19	65
100	56										
100	63	CLCD 63	R900542886	200	63	140	63	112	33	20	75
125	70										
125	80	CLCD 80	R900542887	320	80	170	80	140	39	26	95
160	100	CLCD 100	³⁾	500	100	210	100	180	45	30	120
200	125	CLCD 125	³⁾	800	125	270	125	230	52	32	170

ØAL	ØMM	Type	MR max.	RC js14	ØS	SL	TB js14	UR max.	UH max.	m ³⁾ kg
25	14	CLCD 10 ²⁾	10	17	11	34	42	33	60	0,27
32	18	CLCD 12 ²⁾	12	20	15	38	50	40	70	0,35
40	22	CLCD 20	20	32	18	58	75	58	98	0,95
40	25	CLCD 25	25	40	20	69	85	70	113	1,9
50	28									
50	32	CLCD 32	32	50	26	87	110	85	143	3
63	36									
63	40	CLCD 40	40	65	33	110	130	108	170	5,5
80	45									
80	50	CLCD 50	50	80	40	133	170	130	220	10,6
100	56									
100	63	CLCD 63	63	100	48	164	210	160	270	17
125	70									
125	80	CLCD 80	80	125	57	202	250	210	320	32
160	100	CLCD 100	100	160	66	246	315	260	400	74
200	125	CLCD 125	125	200	76	310	385	320	470	129

Anexo 3 – Elementos do catálogo do cilindro hidráulico do alçapão inferior

Diâmetro, áreas, forças e fluxos




Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm at a nominal pressure of		Area ratio φ A_1/A_2	Areas		Force generated by pressure ¹⁾ F_1 kN at a nominal pressure of		Traction force ¹⁾ F_3 kN at a nominal pressure of		Flow at 0.1 m/s ²⁾		Max. available stroke length mm
	160 bar	250 bar		Piston A_1 cm ²	Ring A_2 cm ²	160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	Off q_{V1} l/min	On q_{V2} l/min	
25	14	–	1,46	4,91	3,37	7,85	–	5,39	–	2,94	2,02	600
32	18	–	1,46	8,04	5,50	12,86	–	8,79	–	4,82	3,30	800
40	22	–	1,43	12,56	8,76	20,10	–	14,02	–	7,54	5,26	1000
	–	25	1,64		7,65	–	31,40	–	19,13		4,59	
50	28	–	1,46	19,63	13,47	31,40	–	21,55	–	11,78	8,08	1200
	–	32	1,69		11,59	–	49,06	–	28,97		6,95	
63	36	–	1,49	31,16	20,98	49,85	–	33,57	–	18,69	12,59	1400
	–	40	1,68		18,60	–	77,89	–	46,49		11,16	
80	45	–	1,46	50,24	34,34	80,38	–	54,95	–	30,14	20,61	1700
	–	50	1,64		30,62	–	125,60	–	76,54		18,37	
100	56	–	1,46	78,50	53,88	125,60	–	86,21	–	47,10	32,33	2000
	–	63	1,66		47,34	–	196,25	–	118,36		28,41	
125	70	–	1,46	122,66	84,19	196,25	–	134,71	–	73,59	50,51	2300
	–	80	1,69		72,42	–	306,64	–	181,04		43,45	
160	–	100	1,64	200,96	122,46	–	502,40	–	306,15	120,58	73,48	2600
200	–	125	1,64	314,00	191,34	–	785,00	–	478,36	188,40	114,81	3000



¹⁾ Theoretical static cylinder force (without consideration of the efficiency and admissible load for attachment parts like e.g. swivel heads, plates or valves, etc.)

²⁾ Stroke speed

Curso máximo admissível para a posição de serviço

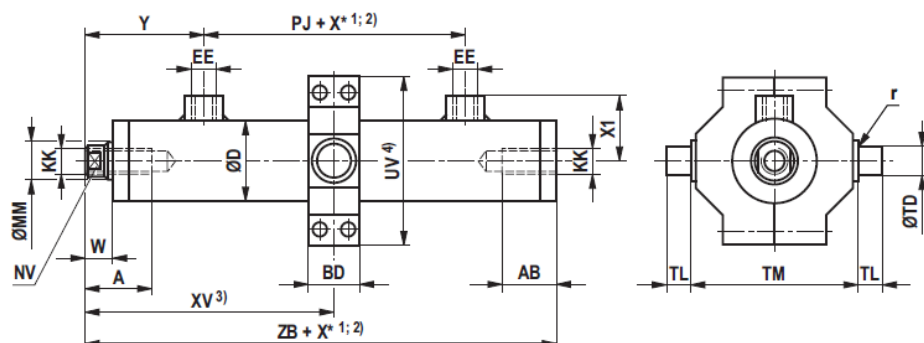
ØAL	ØMM	Admissible stroke at									Installation position
		80 bar			160 bar			250 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
25	14	270	275	290	180	180	185	–	–	–	
32	18	355	360	385	245	245	250	–	–	–	
40	22	410	420	450	280	285	290	–	–	–	
	25	515	530	590	365	370	380	275	275	280	
50	28	540	555	595	375	380	390	–	–	–	
	32	680	705	790	495	500	520	380	380	390	
63	36	710	730	800	505	510	525	–	–	–	1) Admissible stroke
	40	840	870	995	620	630	660	480	485	495	
80	45	860	885	985	620	625	650	–	–	–	
	50	1010	1055	1225	755	770	815	595	600	615	
100	56	1050	1090	1230	770	780	815	–	–	–	
	63	1265	1320	1580	965	990	1055	770	780	800	
125	70	1300	1350	1555	970	990	1040	–	–	–	
	80	1565	1645	2050	1230	1260	1380	995	1010	1050	

²⁾ Trunnion in cylinder center

Dimensões do cilindro CDL2 com fixação do tipo MT5 com olhal roscado F

ØAL 25 ... 32 mm

Piston rod end "E"



ØAL	ØMM at a nominal pressure of		KK	A	AB	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	X* 2)	XV		XU	
	160 bar	250 bar												min.	max.	min.	max.
25	14	-	M10	26	21	12	10	-	32	44	-	26	21	68	47+X*	-	-
32	18	-	M12	28	25	15	11	-	40	48	-	31	28	78	50+X*	-	-
40	22	-	M16x1,5	22	-	17	13	44	50	60	91	50	23	94	71+X*	125	102+X*
	-	25	M20x1,5	28	-	19	15	41	52	62	88	53	60	112	52+X*	138	78+X*
50	28	-	M20x1,5	28	-	22	13	50	60	62	99	57	32	104	72+X*	141	109+X*
	-	32	M27x2	36	-	27	15	52	62	64	101	62	66	121	55+X*	158	92+X*
63	36	-	M27x2	36	-	28	14	63	75	68	117	71	37	119	82+X*	168	131+X*
	-	40	M33x2	45	-	32	17	64	78	71	118	71	78	135	57+X*	182	104+X*
80	45	-	M33x2	45	-	36	16	76	95	84	144	80	51	144	93+X*	204	153+X*
	-	50	M42x2	56	-	41	19	74	100	84	139	78	91	157	66+X*	212	121+X*
100	56	-	M42x2	56	-	46	18	88	120	90	160	89	69	162	93+X*	232	163+X*
	-	63	M48x2	63	-	50	19	90	125	91	162	90	115	180	65+X*	251	136+X*
125	70	-	M48x2	63	-	60	20	106	150	99	185	97	85	183	98+X*	269	184+X*
	-	80	M64x3	85	-	65	22	112	160	105	195	102	135	208	73+X*	298	163+X*

ØAL	ØMM at a nominal pressure of		EE	ØD4	X1 ±1	X2 ±1	ZB	ZV	BD	UV max.	TD f8	TL	TM h12	r	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2
	160 bar	250 bar																
25	14	-	G1/8	-	24,5	-	104	-	20	66	12	10	63	1	-	-	-	-
32	18	-	G1/4	-	33	-	116	-	25	77	16	12	75	1	-	-	-	-
40	22	-	G1/4	23	39	22	124	155	35	88	20	16	90	1,5	20	20	16	28
	-	25	G1/4	23	46	23	129	155	40	98	25	20	95	1,5	25	25	20	33
50	28	-	G3/8	27	45	27	135	172	40	102	25	20	105	1,5	25	25	20	33
	-	32	G3/8	27	52	28	141	178	50	114	32	25	112	1,5	32	32	22	42
63	36	-	G1/2	36	55	33,5	159	208	50	129	32	25	120	2	32	32	22	42
	-	40	G1/2	36	65	35	162	209	60	137	40	32	125	1,5	40	40	26	51
80	45	-	G1/2	36	65	44,5	185	245	65	148	40	32	135	2,5	40	40	26	51
	-	50	G1/2	36	76	47	182	237	75	167	50	40	150	2	50	50	34	61
100	56	-	G3/4	43	80	57	202	272	80	178	50	40	160	2,5	50	50	34	61
	-	63	G3/4	43	91	60	204	275	100	201	63	50	180	2,5	63	63	42	76
125	70	-	G3/4	43	95	72	221	307	100	218	63	50	195	3	63	63	42	76
	-	80	G3/4	43	109	77	230	320	120	257	80	63	224	2,5	80	80	52	92

1) X* = stroke length

2) Please observe min. stroke length "X* min".

3) Trunnion position freely selectable. Always specify the dimensions "XV/XU" in mm in the plain text when ordering.

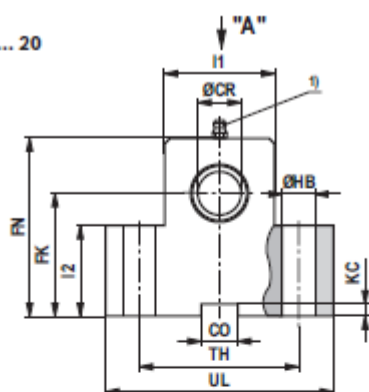
4) The specified dimensions are maximum values.

5) Lubricating nipple, cone head form A according to DIN 71412

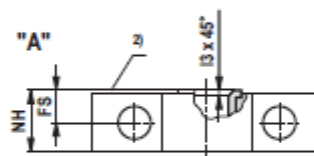
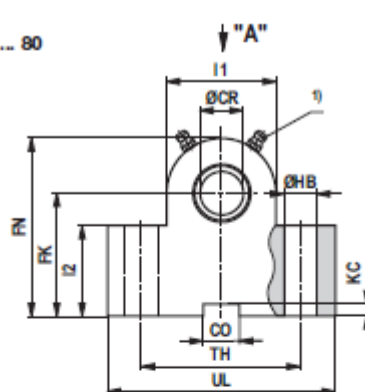
Dimensões dos apoios CLTB 16

ISO 8132

CLTB 12 ... 20



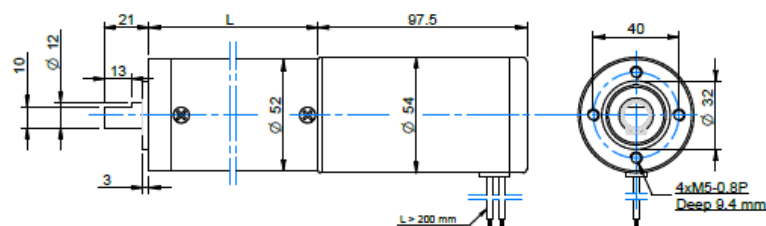
CLTB 25 ... 80



ØAL	ØMM	Type ³⁾	Material no.	Nominal force kN ⁴⁾	ØCR H7	CO N9	FK js12	FN max.	FS js14	ØHB H13
25	14	CLTB 12	R900772607	8	12	10	34	50	8	9
32	18	CLTB 16	R900772608	12,5	16	16	40	60	10	11
40	22	CLTB 20	R900772609	20	20	16	45	70	10	11
40	25	CLTB 25	R900772610	32	25	25	55	80	12	13,5
50	28									
50	32									
63	36	CLTB 32	R900772611	50	32	25	65	100	15	17,5
63	40									
80	45									
80	50	CLTB 40	R900772612	80	40	36	76	120	16	22
100	56									
100	63									
125	70	CLTB 63	R900772614	200	63	50	112	180	25	33

Anexo 4 – Motor Transmotec do sistema pinhão cremalheira

PD52103 Ø52 mm carbon brushes 29 W



Unit: mm

MODEL NO. DESIGNATIONS

MODEL - VOLTAGE - REDUCTION - ME / OE / B

Example: PD52103-12-4.5-B

ME = Magnetic encoder
OE = Optical encoder
B = Electric brake



Encoder option



Brake option

GEAR MOTOR DATA

Reduction	4.5:1	6:1	8:1	20:1	28:1	39:1	50:1	91:1	127:1	162:1	225:1	244:1	276:1	313:1
Nominal torque 12 V (Nm) *	0.3	0.4	0.6	1.1	1.5	2.1	2.8	4.0	5.5	7.0	9.8	10.6	12.0	13.6
Nominal speed 12 V (rpm) *	689	517	388	155	111	80	62	34	24	19	14	13	11	10
Nominal torque 24 V (Nm) *	0.3	0.4	0.6	1.1	1.5	2.1	2.8	4.0	5.5	7.0	9.8	10.6	12.0	13.6
Nominal speed 24 V (rpm) *	689	517	388	155	111	80	62	34	24	19	14	13	11	10
Length (mm)	148.5	148.5	143.5	161.5	161.5	161.5	161.5	176.5	176.5	176.5	176.5	176.5	176.5	176.5
Weight (kg)	1.40	1.40	1.40	1.55	1.55	1.55	1.55	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70	1.70

*Nominal speed and nominal torque have a tolerance of ±15 %

GEAR MOTOR FEATURES AND STANDARD DATA

	STANDARD	CUSTOMIZATION OPTIONS
Type	Planetary gear brush dc gear motor	
Motor type	Iron core, brush commutation	Winding parameters
Motor brush type	Carbon brushes	
Motor terminals	Cable wires 200 mm	Wiring harnesses, cables, connectors
EMC filter	No	Yes
Gear material	Ratio ≤ 8 plastic ≥ 20 metal	
Motor pinion material	Plastic	
Bearing	Ball bearing	
Shaft	Hardened stainless steel	Dimensions
Encoder option	Magnetic/Optical (to order as option)	Through shaft dim. and screw holes
Brake option	Electric brake (to order as option)	
Environmental protection	IP55 (with encoder or brake IP50)	
Operating temperature	-10...+60 °C	-40...+60 °C
RoHS compliance	Yes	
CE label	No	Yes
UL approval	No	Yes

MOTOR DATA

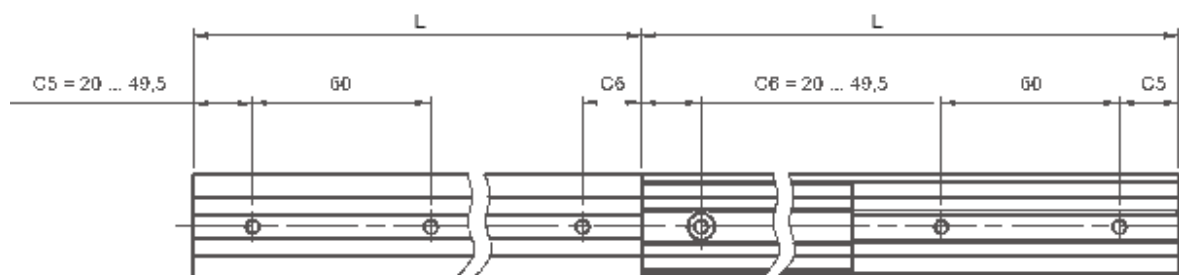
Nominal voltage (V)	12	24
No load speed (rpm)	3600	3600
No load current (A)	0.6	0.4
Nominal speed (rpm)	3100	3100
Nominal torque (mNm)	88	88
Nominal current (A)	3.3	1.6
Stall torque (Nm)	0.7	0.7
Starting current (A)	22	11
Output (W)	29	29
Length (mm)	97.5	97.5
Weight (kg)	0.8	0.8

GEAR HEAD DATA

Reduction	4.5:1	6:1	8:1	20:1	28:1	39:1	50:1	91:1	127:1	162:1	225:1	244:1	276:1	313:1
Max. continuous torque (Nm)	2.94	2.94	2.94	14.7	14.7	14.7	14.7	24.5	24.5	24.5	24.5	24.5	24.5	24.5
Intermittently permissible torque (Nm)	3.92	3.92	3.92	17.64	17.64	17.64	17.64	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4
Efficiency (%)	79	79	79	62	62	62	62	49	49	49	49	49	49	49
Length (mm)	49	49	48	64	64	64	64	79	79	79	79	79	79	79
Weight (kg)	0.6	0.6	0.6	0.75	0.75	0.75	0.75	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9

Anexo 5 – Guia telescópica IGUS

NT-35-"L"

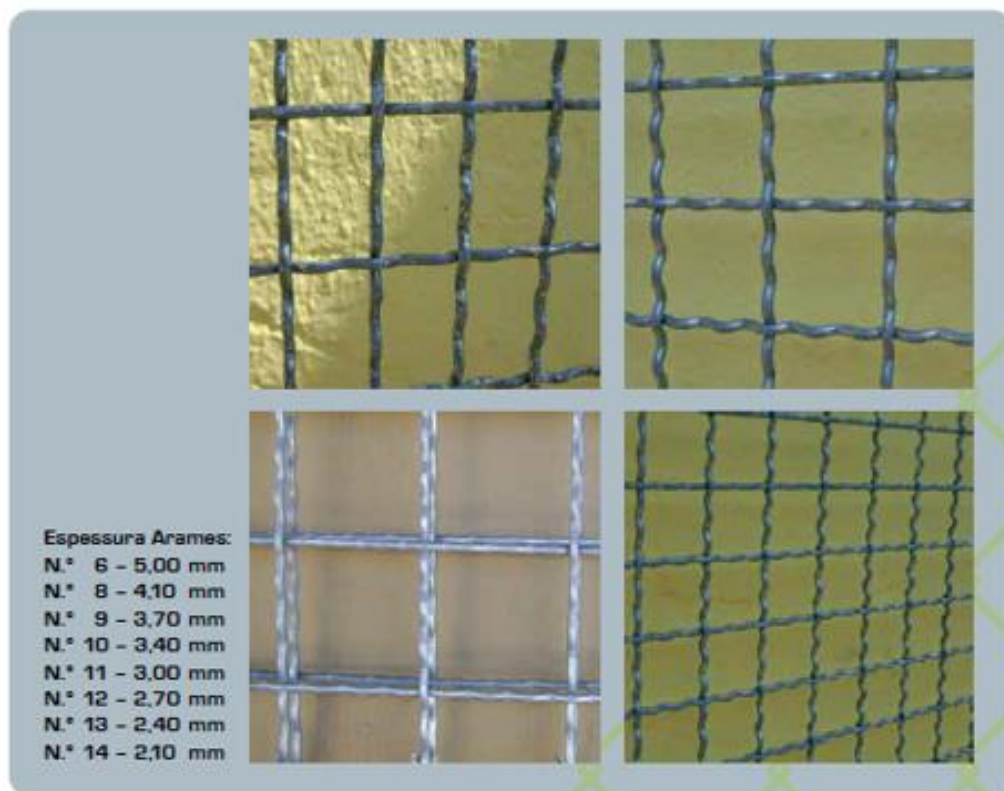


Dimensões [mm]

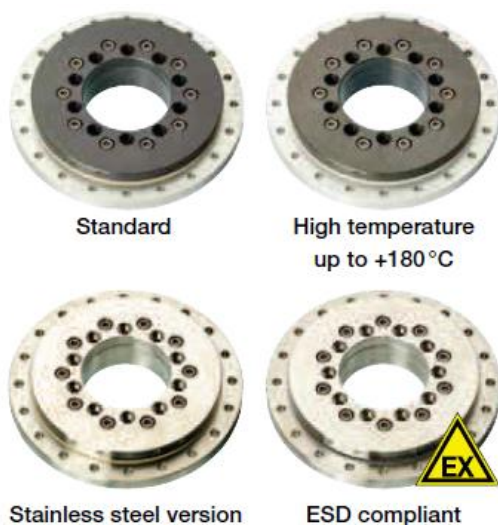
Nº de artigo	B	H	L min.	L max.
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
NT-35-... mm	35	19	100	600

Anexo 6 – Rede de proteção Vedaviseu do sistema pinhão cremalheira

Descrição	Arames (N.º)	Malha mm	Un.
Rede Ondulada Galvanizada M 15	10 11 12 13 14	15x15	m ²
Rede Ondulada Galvanizada M 20	10 11 12 13 14	20x20	m ²
Rede Ondulada Galvanizada M 25	8 9 10 11 12 13 14	25x25	m ²
Rede Ondulada Galvanizada M 30	8 9 10 11 12 13	30x30	m ²
Rede Ondulada Galvanizada M 40	8 9 10 11 12	40x40	m ²
Rede Ondulada Galvanizada M 50	6 8 9 10 11 12	50x50	m ²



Anexo 7 – Anel deslizante IGUS PRT-01-200



- Aluminium or stainless steel body (on request)
- Replaceable maintenance-free sliding pads made of iglidur® J (Standard) ► **Page 141**, iglidur® H1 (for temperatures up to +180 °C) ► **Page 283**, or iglidur® F2 (ESD-compliant) ► **Page 443**



Order key

Type	Size [mm]	Options
PRT-01-	30	-ES-H1
Slewing Ring	Type	Inner Ø
	Body material	Sliding pads

Options:

Body material

Blank: Aluminium

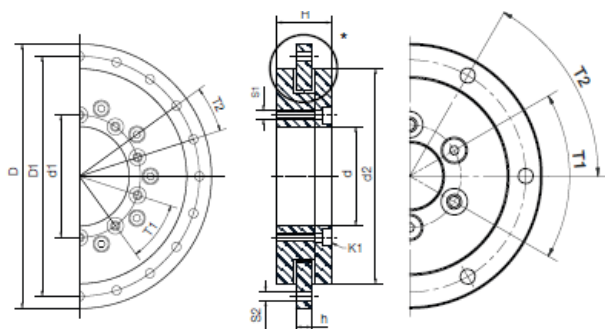
ES: V4A stainless steel

Sliding pads

Blank: iglidur® J

H1: iglidur® H1,
High temperature

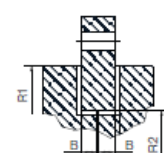
F2: iglidur® F2,
ESD-compliant
(only in conjunction
with stainless steel)



Accessories

► From page 574

Detail*



Dimensions [mm]

D ¹⁰⁾	D1	d1	d	d2	H	h	T1	T2	S1	S2	K1	R1	R2	B	Part No.
				±0.2							for screw				
80	70	31	20	60	24	8	6 x 60°	6 x 60°	M4	4.5	DIN 7984 M4	30	20	3.5	PRT-01-20-...
100	91	42.5	30	82	29	10	8 x 45°	8 x 45°	M4	4.5	DIN 7984 M4	41	29	4.5	PRT-01-30-...
150	135	65	50	120	33	10	8 x 45°	16 x 22.5°	M6	6.6	ISO 4762 M6	60	46.5	4.5	PRT-01-50-...
160	145	74	60	130	33	10	10 x 36°	20 x 18°	M5	5.5	ISO 4762 M5	65	51.5	4.5	PRT-01-60-...
185	170	112	100	160	34	12	12 x 30°	16 x 22.5°	M5	5.5	ISO 4762 M5	80	69	5.5	PRT-01-100-...
250	235	165	150	220	35	12	12 x 30°	16 x 22.5°	M5	5.5	ISO 4762 M5	110	96.5	5.5	PRT-01-150-...
300	285	215	200	274	38	15	12 x 30°	16 x 22.5°	M6	6.6	ISO 4762 M6	137	124	7.0	PRT-01-200-...
450	430	320	300	410	42	15	12 x 30°	16 x 22.5°	M8	9.0	DIN 7984 M8	205	186.6	7.0	PRT-01-300-...

¹⁰⁾ Tolerance according to DIN ISO 2768 mK

Anexo 8 – Roda dentada mandada KHK



Specifications	
Precision grade	JIS grade N9 (JIS B1702-1: 1998) JIS grade 5 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	S45C
Heat treatment	—
Tooth hardness	(less than 194HB)



S5

Catalog No.	Module	No. of teeth	Shape	Bore	Pitch dia.	Outside dia.	Face width	Allowable torque (N·m)		Allowable torque (kgf·m)	
				A _{HS}	C	D	E	Bending strength	Surface durability	Bending strength	Surface durability
SSR2-120	m2	120	S5	194	240	244	20	366	44.0	37.4	4.49
SSR2-200		200	S5	354	400	404	20	630	84.2	64.3	8.59
SSR2.5-120	m2.5	120	S5	245	300	305	25	715	88.5	72.9	9.02
SSR2.5-200		200	S5	445	500	505	25	1230	169	126	17.2
SSR3-120	m3	120	S5	296	360	366	30	1240	157	126	16.0
SSR3-160		160	S5	416	480	486	30	1680	226	171	23.0

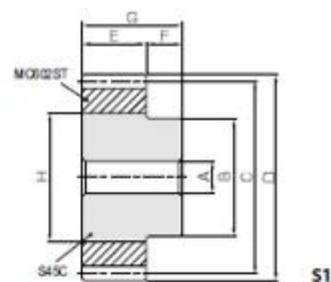
Backlash (mm)	Weight (kg)	Catalog No.
0.17~0.37	2.46	SSR2-120
0.20~0.41	4.28	SSR2-200
0.19~0.41	4.62	SSR2.5-120
0.22~0.46	8.01	SSR2.5-200
0.22~0.45	7.77	SSR3-120
0.22~0.45	10.6	SSR3-160

Anexo 9 – Roda dentada mandante KHK



Specifications	
Precision grade	JIS grade N5 (JIS B1702-1: 1998) • JIS grade 5 (JIS B1702: 1976)
Gear teeth	Standard full depth
Pressure angle	20°
Material	MC602ST with S45C core
Heat treatment	—
Tooth hardness	(115 ~ 120HRR)
Face width (E)	20
Hub width (F)	14
Total length (G)	34
Screw offset (J)	7

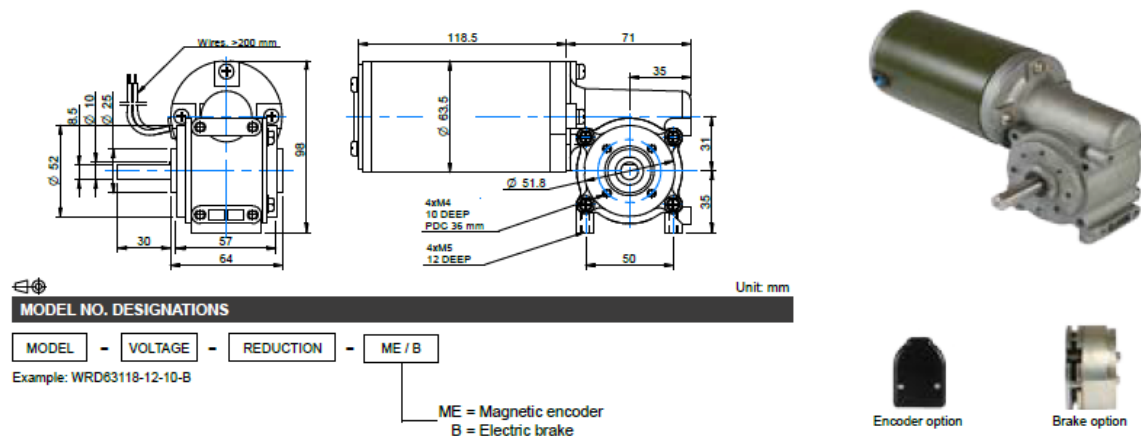
* The precision grade of J Series products is equivalent to the value shown in the table.



Catalog No.	No. of teeth	Shape	Bore	Hub dia.	Fitch dia.	Outside dia.	Metal core dia.	Allowable torque (N·m)		Backlash (mm)	Weight (kg)
			A ₁₀	B	C	D	H	Bending strength	Bending strength		
NSU2-20	20	10	10	22	40	44	22	5.89	0.60	0~0.42	0.10
NSU2-22	22				44	48	30	6.66	0.68		0.19
NSU2-24	24			30	48	52	30	7.43	0.76		0.19
NSU2-25	25				50	54	30	7.85	0.80		0.20
NSU2-28	28				56	60	35	9.05	0.92		0.27
NSU2-30	30			35	60	64	35	9.84	1.00		0.28
NSU2-32	32	51	12	40	64	68	40	10.7	1.09	0~0.44	0.35
NSU2-34	34				68	72	45	11.6	1.18		0.41
NSU2-35	35				70	74	45	12.0	1.22		0.41
NSU2-36	36				72	76	45	12.5	1.27		0.42
NSU2-40	40		15	55	80	84	60	14.2	1.45		0.71
NSU2-44	44				88	92	60	16.0	1.63		0.74
NSU2-45	45				90	94	60	16.5	1.68		0.74
NSU2-48	48				96	100	65	17.8	1.82		0.88
NSU2-50	50				100	104	65	18.8	1.92		0.90
NSU2-56	56		60	60	112	116	65	21.5	2.20	0~0.46	0.95
NSU2-60	60				120	124	85	23.5	2.39		1.29
NSU2-68	68				136	140	100	26.8	2.74		1.66
NSU2-70	70				140	144	105	27.7	2.82		1.79
NSU2-80	80				160	164	125	32.0	3.27		2.38

Anexo 10 – Motor Transmotec do sistema rotativo de engrenagens

WRD63118 Ø63 mm carbon brushes 43 W



GEAR MOTOR DATA						
Reduction	10:1	15:1	30:1			
Nominal torque 12 V (Nm) *	1.1	1.2	1.5			
Nominal speed 12 V (rpm) *	245	163	81			
Nominal torque 24 V (Nm) *	1.1	1.2	1.5			
Nominal speed 24 V (rpm) *	275	183	92			
Length (mm)	189.5	189.5	189.5			
Weight (kg)	2.6	2.6	2.6			

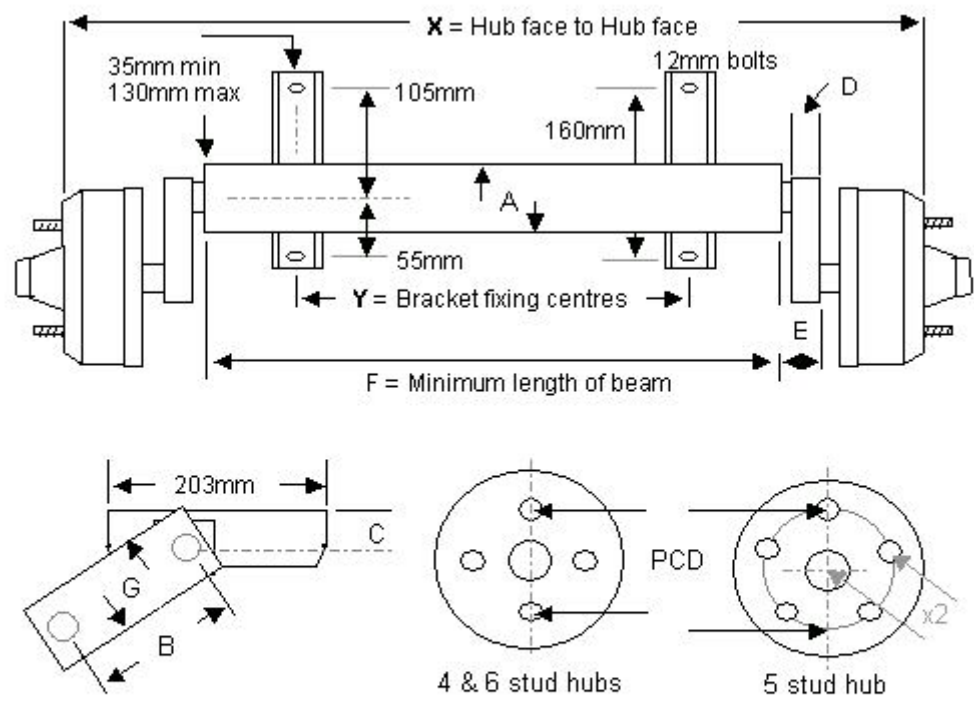
*Nominal speed and nominal torque have a tolerance of $\pm 15\%$

GEAR MOTOR FEATURES AND STANDARD DATA			MOTOR DATA		
	STANDARD	CUSTOMIZATION OPTIONS		12	24
Type	Worm gear brush dc gear motor		Nominal voltage (V)	12	24
Gear angle	Right	Left	No load speed (rpm)	3000	3300
Motor type	Iron core, brush commutation	Winding parameters	No load current (A)	1.20	0.85
Motor brush type	Carbon brushes		Nominal speed (rpm)	2450	2750
Motor terminals	Cable wires 200 mm	Wiring harnesses, cables, connectors	Nominal torque (mNm)	157	156
EMC filter	No	Yes	Nominal current (A)	4.3	2.4
Gear	Metal		Stall torque Nm	1.1	1.1
Bearing	Ball bearing		Starting current (A)	28	13.5
Shaft	Hardened stainless steel	Dimensions	Output (W)	40.2	45.2
Encoder option	Magnetic (to order as option)	Through shaft dim. and screw holes	Length (mm)	118	118
Brake option	Electric brake (to order as option)		Weight (kg)	1.3	1.3
Environmental protection	IP55 (with encoder or brake IP50)				
Operating temperature	-10...+60 °C	-40...+60 °C			
RoHS compliance	Yes				
CE label	No	Yes			
UL approval	No	Yes			

GEAR HEAD DATA						
Reduction	10:1	15:1	30:1			
Max. continuous torque (Nm)	1.2	1.6	2.7			
Intermittently permissible torque (Nm)	1.4	2.0	3.4			
Efficiency (%)	70	50	32			
Weight (kg)	1.3	1.3	1.3			

Anexo 11 – Eixo Autow Warehouse

Referência para encomenda: BAU0501 com $x = 755\text{ mm}$ e $y = 385\text{ mm}$



A	50mm	B	76mm	C	38mm	D	15mm
E	26mm	F	560mm	G	50mm	H	-

